



Universidad  
Carlos III de Madrid  
[www.uc3m.es](http://www.uc3m.es)

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MEDIOS CONTINUOS  
Y TEORÍA DE ESTRUCTURAS

2014-2015

*Trabajo Fin de Grado*

# DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES.

## VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN

---

Jaime E. Blanco Domínguez

Tutor

Ramón Eulalio Zaera Polo

Leganés, Julio 2015



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

Título: Diseño optimizado de elementos estructurales para absorción de energía en choques. Vigas en ménsula sometida a flexión

Autor: Jaime E. Blanco Domínguez

Director: Ramón E. Zaera Polo

**EL TRIBUNAL**

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de\_\_\_\_\_

**VOCAL**

**SECRETARIO**

**PRESIDENTE**



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

## ***Agradecimientos***

Quería agradecer a mis padres, Antonia y Jaime, el ofrecerme la oportunidad de haber estudiado esta carrera y haberme apoyado en ello.

A mi hermana Alejandra, por haber tenido paciencia.

A mis abuelos, por enseñarme que la bondad y la honradez son posibles.

Al resto de mis familiares, en especial a mis tíos, por haberme escuchado y apoyado.

A mis amigos de la universidad, pues estos años de carrera aún siendo difíciles han sido los mejores de mi vida.

A Alejandro, por haber sido más que un amigo en estos largos años.

A Celia, por apoyarme, ayudarme y comprenderme en estos últimos años.

A todos mis amigos, por haber estado a mi lado.



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

# Resumen

El objetivo de este trabajo es mostrar el proceso realizado durante el diseño de un elemento estructural, cuya finalidad será la absorción de energía debido al impacto de un bloque.

Para ello, el estudio se centrará en una estructura de tipo viga en voladizo, también conocida como ménsula. De modo que el impacto se producirá en el extremo libre de la misma, generando fundamentalmente un esfuerzo a flexión.

Se partirá de modelos conocidos, básicos y simples desde el punto de vista estructural, a partir de los cuales, y por medio de análisis, aplicación y desarrollo de ideas a lo largo de todo el proceso, se obtendrán otros diferentes. De esta forma, se creará una serie de distintos modelos, con sus respectivas variaciones, en los que se podrá apreciar su evolución a lo largo del proceso hasta llegar a un modelo final, el cual será el que presente los mejores resultados en términos de eficiencia.

**Palabras clave:** Crashworthiness, impacto, flexión, energía, elementos finitos.



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

# Abstract

The aim of this bachelor is to show the process performed during the design of a structural element, whose purpose will be the absorption of energy due to a block impact.

For this, the study will focus in a cantilever structure, also known as bracket. So the impact will be on the free side of it, generating fundamentally a deflection effort.

It will start from the known, basic and simple models from the structural point of view, based on which, and through analysis, application and development of ideas along of all process, others will be obtained. In this way, a number of different models will be created, with their respective variants, where you can appreciate their evolution throughout the process until a final model, which will be presenting the best results in terms of efficiency.

**Keywords:** Crashworthiness, crash, flexion, energy, finite elements.



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**





**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

## **INDICE**

<b>1. Antecedentes .....</b>	<b>17</b>
<b>1.1. Crashworthiness.....</b>	<b>17</b>
1.1.1 Historia.....	17
1.1.2 Crashworthiness en vehículos.....	17
1.1.3 Comportamiento ante impacto .....	18
1.1.4 Crashworthiness de fuselajes .....	19
1.1.5 Procedimiento de análisis.....	20
<b>1.2. Viscoplasticidad.....</b>	<b>23</b>
1.2.1 Deformaciones permanentes.....	24
1.2.2 Velocidades de deformación .....	24
1.2.3 Pruebas de deformaciones a altas velocidades .....	25
<b>1.3. Modelo constitutivo de Johnson-Cook.....</b>	<b>27</b>
<b>1.4. ABAQUS .....</b>	<b>28</b>
1.4.1 ABAQUS/CAE.....	29
<b>1.5. Rendimiento de estructuras de Aluminio sometidas a impacto .....</b>	<b>30</b>
<b>1.6. Propiedades del Aluminio .....</b>	<b>31</b>
1.6.1 Diseño de elementos sometidos a impacto .....	32
1.6.2 Fractura a flexión.....	32
<b>1.7. Cargas dinámicas .....</b>	<b>34</b>
1.7.1 Determinación del estado tensional .....	35
<b>1.8. Barras Antiempotramiento en vehículos pesados.....</b>	<b>35</b>
1.8.1 Normativa .....	35
<b>2. Metodología .....</b>	<b>38</b>
<b>2.1. Diseño y análisis.....</b>	<b>38</b>
2.1.1 Condiciones .....	38
<b>2.2. Elementos finitos.....</b>	<b>44</b>
2.2.1 Introducción .....	44



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

2.2.2 Fundamentos.....	44
2.3. Aluminio 1100 H-12 .....	48
<b>3. Resultados .....</b>	<b>49</b>
3.1. Etapa 1.....	49
3.1.1 Etapa 1.a.....	49
3.1.2 Etapa 1.b .....	55
3.2. Etapa 2.....	62
3.2.1 Etapa 2.a.....	62
3.2.2 Etapa 2.b .....	67
3.3. Etapa 3.....	72
3.4. Etapa 4.....	77
3.5. Gráficas de la evolución de las vigas.....	82
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>84</b>
<b>5. Trabajos futuros .....</b>	<b>85</b>
<b>6. Bibliografía.....</b>	<b>86</b>



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### INDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1 Índice de crashworthiness según la marca .....	14
Figura 2 Crashworthiness por año de manufacturación (límites de confianza del 95%). Coches importados nuevos o usados. ....	15
Figura 3 Zonas de absorción de impacto en un coche .....	19
Figura 4 Refuerzo de la estructura de la nariz para incrementar la resistencia frente a cargas verticales y reducir el efecto pala .....	19
Figura 5 Diagrama de flujos del procedimiento óptimo para el diseño de sistemas de absorción de energía. ....	22
Figura 6 Aspectos dinámicos de pruebas mecánicas .....	24
Figura 7 Esquema de un aparato de Barra de Presión de Hopkinson.....	26
Figura 8 Esquema de una prueba de impacto de Taylor .....	26
Figura 9 Esquema de un aparato para Prueba de Impacto sobre Placa .....	27
Figura 10 Prueba experimental para el fallo a flexión .....	32
Figura 11 Curvas de Momento-Rotación para vigas de aluminio sometidas a flexión .....	33
Figura 12 Influencia del ratio de ancho-espesor para paredes en las curvas de momento-rotación para vigas de aluminio.....	34
Figura 13 Situación de la barra antiempotramiento trasera de un camión .....	37
Figura 14 Vigas de diferente sección .....	39
Figura 15 Viga de sección variable.....	40
Figura 16 Viga de espesor variable .....	40
Figura 17 Viga de sección y espesor variable.....	41
Figura 18 Vigatipo escuadra .....	41
Figura 19 Viga tipo escuadra 2 .....	42
Figura 20 Viga inclinada .....	42
Figura 21 Viga tipo S .....	43
Figura 22 Diagrama de modelos.....	43
Figura 23 Dominio de un sistema .....	45
Figura 24 Grados de Libertad .....	45
Figura 25 Viga en voladizo sometida a carga puntual en su extremo .....	46
Figura 26 Discretización del dominio.....	46
Figura 27 Placa bidimensional.....	47
Figura 28 Mallado triangular .....	47



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

Figura 29 Gráfica des esfuerzos. Etapa 1.a .....	49
Figura 30 Gráfica de energía absorbida. Etapa 1.a .....	51
Figura 31 Gráfica de desplazamiento. Etapa 1.a .....	52
Figura 32 Gráfica de la rotación. Etapa 1.a .....	53
Figura 33 Gráfico de la desaceleración. Etapa 1.a .....	54
Figura 34 Gráfica des esfuerzos. Etapa 1.b .....	56
Figura 35 Gráfica de energía absorbida. Etapa 1.b .....	57
Figura 36 Gráfico de desplazamiento. Etapa 1.b .....	59
Figura 37 Gráfico de rotación. Etapa 1.b .....	59
Figura 38 Gráfica de la desaceleración. Etapa 1.b .....	60
Figura 39 Energía de deformación de la viga Rectangular sometida a un impacto de un masa de 95 kg.....	61
Figura 40 Gráfica de esfuerzo. Etapa 2.a .....	62
Figura 41 Gráfica de la energía absorbida. Etapa 2.a .....	63
Figura 42 Gráfica de desplazamiento. Etapa 2.a .....	64
Figura 43 Gráfica de rotación. Etapa 2.a .....	65
Figura 44 Gráfica de desaceleración. Etapa 2.a .....	66
Figura 45 Gráfica de esfuerzos. Etapa 2.b .....	67
Figura 46 Gráfica de energía absorbida. Etapa 2.b .....	68
Figura 47 Gráfica de desplazamiento. Etapa 2.b .....	69
Figura 48 Gráfica de rotación. Etapa 2.b .....	69
Figura 49 Gráfica de desaceleración. Etapa 2.b .....	70
Figura 50 Energía de deformación para la viga de sección y espesor variable .....	71
Figura 51 Gráfica de esfuerzos. Etapa 3 .....	72
Figura 52 Gráfica de energía absorbida. Etapa 3 .....	73
Figura 53 Gráfica de desplazamiento. Etapa 3 .....	74
Figura 54 Gráfica de rotación. Etapa 3 .....	74
Figura 55 Gráfica de la desaceleración. Etapa 3 .....	75
Figura 56 Energía de deformación para la viga inclinada .....	76
Figura 57 Gráfica de esfuerzos. Etapa 4 .....	77
Figura 58 Gráfica de energía absorbida. Etapa 4 .....	78
Figura 59 Gráfica de desplazamiento. Etapa 4 .....	79



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

<b>Figura 60 Gráfica de rotación. Etapa 4.....</b>	<b>79</b>
<b>Figura 61 Gráfica de desaceleración. Etapa 4 .....</b>	<b>80</b>
<b>Figura 63 Gráfica de evolución de la energía por cada kg de viga .....</b>	<b>82</b>
<b>Figura 64 Gráfica de evolución de la deformación de cada viga .....</b>	<b>82</b>
<b>Figura 65 Gráfica de evolución de la masa soportada por cada viga.....</b>	<b>83</b>



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Propiedades del Aluminio y Acero.....	31
Tabla 2	Propiedades de las vigas iniciales .....	39
Tabla 3	Propiedades del aluminio 1100 H-12 .....	48
Tabla 4	Resultados de cada viga según su sección. Etapa 1.a .....	50
Tabla 5	Resultados de la energía absorbida por cada viga según la sección. Etapa 1.a.....	52
Tabla 6	Resultados de las deformaciones para las vigas según su sección. Etapa 1.a .....	54
Tabla 7	Resultados de las velocidades para las vigas según su sección. Etapa 1.a .....	55
Tabla 8	Máximo peso aguantado por cada viga .....	55
Tabla 9	Resultados de los esfuerzos para las vigas según su masa. Etapa 1.b .....	57
Tabla 10	Resultados de la energía absorbida para cada viga según su masa. Etapa 1.b .....	58
Tabla 11	Resultados de las deformaciones para las vigas según su masa. Etapa 1.b .....	60
Tabla 12	Resultados de la velocidad para cada viga según su masa. Etapa 1.b .....	61
Tabla 13	Resultados de los esfuerzos para las vigas según su constitución. Etapa 2.a .....	63
Tabla 14	Resultados de la energía absorbida para las vigas según su constitución. Etapa 2.a .....	64
Tabla 15	Resultado de las deformaciones para las vigas según su constitución. Etapa 2.a .....	66
Tabla 16	Resultados de velocidades para las vigas según su constitución. Etapa 2.a .....	66
Tabla 17	Resultados de los esfuerzos para viga de espesor y sección variable. Etapa 2.b .....	67
Tabla 18	Resultados de la energía absorbida por viga de espesor y sección variable. Etapa 2.b .....	68
Tabla 19	Resultados de las deformaciones para la viga de espesor y sección variable. Etapa 2.b .....	70
Tabla 20	Resultados de la velocidad para la viga de sección y espesor variable. Etapa 2.b .....	71
Tabla 21	Resultados del esfuerzo para la viga inclinada. Etapa 3 .....	72
Tabla 22	Resultados de la energía absorbida para la viga inclinada. Etapa 3.....	73
Tabla 23	Resultados de deformación para la viga inclinada. Etapa 3 .....	75
Tabla 24	Resultado de la velocidad para la viga inclinada. Etapa 3 .....	76
Tabla 25	Resultado del esfuerzo para la viga de tipo S. Etapa 4 .....	78
Tabla 26	Resultados de la energía absorbida para la viga de tipo S. Etapa 4 .....	79
Tabla 27	Resultados de deformación para la viga de tipo S. Etapa 4 .....	80
Tabla 28	Resultado de la velocidad para la viga de tipo S. Etapa 4.....	81

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### I. Motivación y objetivos

En este trabajo trataremos de explicar el proceso del diseño de una viga en ménsula sometida a flexión. Pues estos elementos estructurales han tenido gran relevancia durante los últimos cincuenta años en el campo de la ingeniería estructural, concretamente en sectores como el aeroespacial o automovilístico, sobre todo a lo que se refiere como elemento de seguridad.

Es así, cuando a mediados del siglo pasado empezaron a realizarse numerosos estudios, surgiendo el término dentro de este campo conocido como *Crashworthiness*; que no es otro que la ciencia que estudia *la capacidad de una estructura para proteger a los ocupantes durante un impacto*. Durante estos estudios se ha comprobado que estos elementos pueden ayudarnos a minimizar los daños sufridos tras una colisión.

Como ejemplo de estos estudios hemos encontrado dos:

1. Utilizaremos un estudio sobre las 23 marcas de coches más consumidas en Florida, EEUU. La clasificación de estas marcas se hará en función de su país de procedencia, siendo un 42% para los coches fabricados en EEUU, un 41% para Japón, un 10% para Europa y finalmente un 7% para Corea del Sur.

Como se puede observar en la gráfica número 2, usada en el estudio estadounidense, los valores obtenidos de *Crashworthiness* varían mucho respecto de la media global. Siendo Volvo la marca con mejores resultados en esta materia, con un porcentaje en *crasworthiness* del 73% por encima de la media. Seguida por Infiniti, Lexus y Cadillac. En contraposición a esto, vemos porcentajes negativos, entorno al -40% para marcas como Volkswagen, seguido de Kia, Mazda y Nissan. Según esto, podemos ver que los coches europeos lideran el ranking con los mejores porcentajes, seguidos de los americanos, siendo los japoneses y los coreanos los que se encuentran en la parte más baja del mismo.

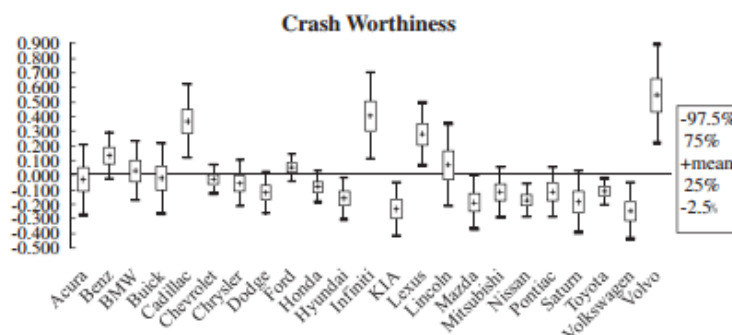


Figura 1 Índice de crashworthiness según la marca

2. Centrado también en el ámbito automovilístico, realizado en Australia en el año 2013. Este estudio refleja el descenso de los daños sufridos tras un accidente de automóvil, concretamente desde el año 1964 hasta el año 2011; siendo dicho descenso de alrededor de un 80%. En el desarrollo de este estudio se toman datos ofrecidos por la policía neozelandesa referentes a colisiones producidas entre dos

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

vehículos: tanto nuevos como usados que fueron importados, en su mayoría de Japón.

En la figura 2, sacada del estudio neozelandés, podemos ver como decrece el ratio determinado por los conductores heridos entre el total de los implicados en accidentes. Como podemos observar hay una mejora significativa en la aplicación del crashworthiness en vehículos según han ido pasando los años. Decreciendo así el ratio entre los años 1964 y 1983, seguida de otro descenso aún más rápido entre 1984 y 1995. A pesar del ligero aumento visible en los años 1996 y 1998, se da de nuevo una notable tendencia decreciente durante este último periodo.

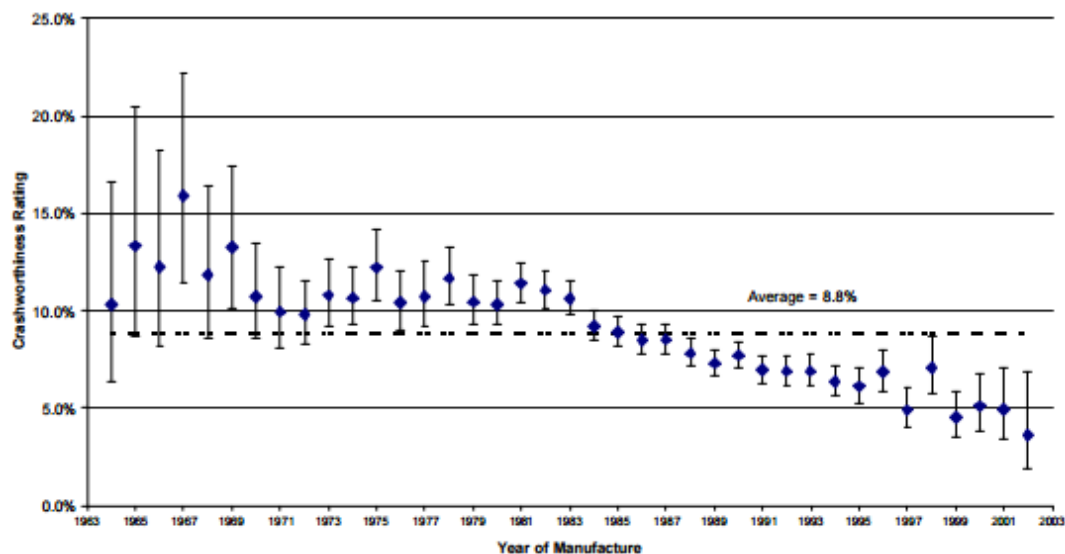


Figura 2 Crashworthiness por año de manufacturación ( límites de confianza del 95%). Coches importados nuevos o usados.

Por todo ello, es importante profundizar aún más en esta ciencia siendo tan importante para la seguridad y con ello afectando no solo al estudio, sino a grandes compañías y usuarios. Ya que estos serán los grandes beneficiarios del desarrollo y aplicación de esta ciencia:

- Las compañías se aprovecharán siendo más competitivas en el mercado ofreciendo un mejor producto y con mayor seguridad para el usuario. Dando a su vez como resultado, un mercado más especializado.
- Los usuarios serán los grandes beneficiados por el aumento de la seguridad, y además cumpliendo los requisitos de la normativa.

La motivación en este trabajo no es otra que el diseño a través de cálculos y pruebas de una viga en ménsula que sea capaz de soportar un esfuerzo a flexión; en concreto debido al impacto de un bloque en su extremo libre. Siendo el objetivo la búsqueda de un diseño estructural eficiente.

La eficiencia se entenderá en función de: los esfuerzos resultantes en la parte empotrada, la energía absorbida y la deformación sufrida por parte del conjunto del elemento estructural, al igual que la deceleración sufrida por el cuerpo que impacte. Todo esto en función del tiempo en el que se lleve a cabo la prueba.





## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

- En primer lugar, de los resultados obtenidos durante las pruebas sobre la estructura sin la combinación de más elementos, es decir, contemplados desde un punto de vista individual.
- En segundo lugar, resultará de la combinación de todos estos elementos.

Para conseguir el objetivo de este proyecto, y reducir la que podría ser su extensión en un estudio típico, se ha decidido establecer varias especificaciones:

1. En lo que al programa se refiere,
  - se usará el código numérico de simulación ABACUS CAE,
  - se hará uso del Método de elementos finitos (MEF),
  - el análisis se realizará según la ley constitutiva del material de **Johnson-Cook** para daños.
2. En cuanto a la viga,
  - su longitud tendrá que ser igual a 300mm, destacar que esta debe ser medida a lo largo de su directriz,
  - el material empleado para su conformación será Aluminio 1100-H12,
  - su masa total no deberá exceder en 1Kg,
  - no obstante, se tendrá total libertad a lo que a tipo, dimensiones y espesor de las secciones a lo largo de la misma se refiere.
3. En el caso del bloque,
  - será un cilindro de 60mm de longitud y 30mm de radio,
  - la velocidad con la que se lanzará el mismo será de 15m/s, en sentido descendente, en dirección perpendicular a la viga (eje Z),
  - no se usará ningún material específico ya que se considerará que será un sólido rígido indeformable,
  - solo tendrá desplazamiento lineal vertical, haciendo así de elemento percutor.

Para facilitar el estudio y el entendimiento del mismo se hará uso de imágenes y de gráficas que relacionen los datos obtenidos. Gracias a las cuales podremos obtener conclusiones de mayor rigor.

Durante el proceso de diseño, se parte de modelos comunes, básicos y simples, analizando su comportamiento en función del tipo de sección empleada. En el desarrollo se obtienen diferentes resultados que nos permiten discriminar aquellos modelos que son aptos de los que no, pudiendo continuar el proceso a partir de estos primeros y así llegar a un modelo final a través de la realización de modificaciones. De esta manera, como hemos expuesto anteriormente, optimizamos los resultados y obtenemos esa eficiencia.

La finalidad de este trabajo será arrojar nuevos datos a partir de un modelo estructural eficaz y seguro. Ya que en los últimos años no se ha profundizado en este tipo de pruebas, a lo que a viga en ménsula sometida a flexión se refiere, siendo todavía algo por lo que avanzar, mejorar e innovar. Todo ello siendo de motivación para aplicaciones y estudios futuros.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

# 1. Antecedentes

## 1.1. Crashworthiness

### 1.1.1 Historia

Como ya se ha explicado con anterioridad, crashworthiness es la capacidad de una estructura para proteger a sus ocupantes ante un impacto. Este término aparece por primera vez en estudios realizados sobre las desaceleraciones sufridas en un helicóptero durante un impacto. Estos estudios realizados por el ejército estadounidense entre finales de los años 50 y comienzo de los 60 dieron como resultado una guía de diseño para la supervivencia en choque; lo que derivó en la Aircraft Crash Survival Design Guide.

Esta guía es actualizada según avanza la técnica, pues en su primera publicación (1967), solo incluía estudios relacionados con los asientos. Esto es así ya que el helicóptero era el medio de transporte utilizado en la Guerra de Vietnam, y durante las maniobras del ejército estadounidenses los soldados sufrían lesiones en la espina dorsal y la columna vertebral debido a desaceleraciones. Todas ellas causando bajas en las filas norteamericanas en accidentes no mortales.

Sin embargo, esta habilidad no solo es aplicable al diseño de los asientos si no también a todo tipo de características relacionadas con la absorción de impactos.

Con la aparición de los helicópteros APACHE AH-64 de la compañía BOEING y del Black Hawk UH-60 de Sikorsky en la década de los 70 se produce el avance más importante. De esta manera se consiguió reducir las lesiones en un primer choque, quedando pendiente de estudio y mejora las que se producen dentro del cockpit. Con estas mejoras se desarrollaron dispositivos como el Airbag, gracias al cual se prevenían o reducían las lesiones sufridas por el cráneo al chocar contra el cockpit. Técnica efectiva que incluso llegó al sector de la automoción.

### 1.1.2 Crashworthiness en vehículos

Esta técnica se aplica en vehículos con el fin de proteger a los ocupantes en caso de colisión, intentando garantizar la mayor seguridad dentro de la célula del pasajero del vehículo. No solo se avanza a través del diseño, investigación o estudios, pues el papel de las empresas resulta fundamental para el desarrollo del mismo.

La supervivencia de los ocupantes vendrá dada por la combinación del crashworthiness y de la efectividad de las protecciones del cuerpo.

El crashworthiness se puede conseguir dependiendo de:

- La mínima deformación del elemento o sistema estructural diseñado, teniendo en cuenta el valor del momento o de la fuerza transferida.
- La máxima deformación para establecer el límite, en grandes e irreversibles desplazamientos en parte o toda la estructura. Sin olvidar utilizar dispositivos de



## **“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

absorción d energía en puntos del vehículo ya que el grado de la fuerza y momento transmitidos pueden ser reducidos.

El objetivo es conseguir la mayor absorción de energía por masa o volumen empleado disipando la energía cinética presente en el choque en vez de convertirla y almacenarla elásticamente, de modo que los dispositivos utilizados serán descartados en el momento en el que hayan sido deformados.

Para ello elementos estructurales tales como tubos, barras o cables tendrán que deformarse plásticamente.

La mayoría de estos casos están descritos en base a sus características cuasi-estáticas, es decir de lo que ocurre por la influencia de cargas dinámicas, mientras que el efecto de la velocidad de deformación en el aumento de la tensión de fluencia puede ser tenido en cuenta mediante el uso de un factor de escala simple basado en la velocidad de deformación media en la zona plástica crítica.

Finalmente lo que se busca con el crashworthiness es la menor lesividad para el pasajero a través de la absorción de energía por parte de los elementos estructurales.

### **1.1.3 Comportamiento ante impacto**

Debido a la capacidad de absorción de energía por parte de los tubos estos pueden tener múltiples usos y aplicaciones según la necesidad que se tenga en las diferentes zonas del vehículo.

Tanto esta capacidad mecánica como el ligero peso que ofrecen estas estructuras resultan beneficiosos. Las estructuras fabricadas a partir materiales dúctiles, como el Aluminio, pueden soportar diferentes tipos de deformación y cargas: compresión lateral, cargas locales en tubos, flexión, pandeo. Tanto en tubos de sección cuadrada, rectangular o circular como en estructuras de tipo de panel de abeja.

#### **1.1.3.1 Cockpit del conductor y pasajeros**

Para el mantenimiento de lo que se conoce como espacio de supervivencia, o volumen residual después de impacto del cockpit, este debe aguantar velocidades de al menos 45 Km/h. Con este fin se tendrá en cuenta el tamaño de los ocupantes, posturas del conductor y asientos.

#### **1.1.3.2 Zonas de absorción de choque**

Estas zonas se encuentran delante y detrás, en los laterales y techo, siendo estas dos primeras por medio de la generación de arrugas programadas, capaces de absorber energía tras un choque, minimizando y manteniendo constante la fuerza con el fin de que el pasajero pueda soportarlo.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”



Figura 3 Zonas de absorción de impacto en un coche

Según datos recogidos por estudios la parte delantera y trasera acaban perdiendo eficacia una vez su porción central se deforma permanentemente, habiendo absorbido la energía en un 90% plásticamente y el otro 10% en deformación elástica.

### 1.1.4 Crashworthiness de fuselajes

Al igual que en los anteriores casos, la prioridad es la protección de los ocupantes así como una tasa de retardo tolerable ante un impacto por medio de una estructura. Teniendo conocimiento de cargas, grandes retrasos o tasas de aceleración que los humanos puedan soportar.

En el momento de diseño de una aeronave deberá tenerse en cuenta el efecto pala, es decir intentar que en el caso de sufrir un aterrizaje forzoso no se produzca el referido efecto que resultara en una reducción de la tasa de retraso y de las fuerzas asociadas. Sin olvidarse del efecto rastrillo, generado por los motores y en la misma situación de aterrizaje forzoso.

Por último, el cockpit tendrá que soportar grandes fuerzas con independencia del grado de deformación plástica y resistencia al impacto. De modo que se atenderá a la influencia por parte de las alas, timón, motores y trenes de aterrizaje una vez entren en contacto con la superficie.

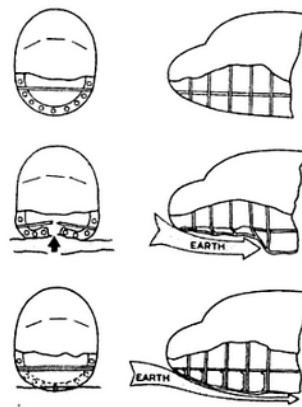


Figura 4 Refuerzo de la estructura de la nariz para incrementar la resistencia frente a cargas verticales y reducir el efecto pala



## **“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

Por último, el cockpit tendrá que soportar grandes fuerzas con independencia del grado de deformación plástica y resistencia al impacto. De modo que se atenderá a la influencia por parte de las alas, timón, motores y trenes de aterrizaje una vez entren en contacto con la superficie.

A través del diseño y tratando de aportar la mayor protección, es fundamental observar los diferentes momentos en los que se produce el choque. Pues dependiendo de la velocidad y la distancia del aparato el diseño estará preparado y garantizara así ese nivel de protección máxima que tratamos de conseguir:

- 1- La severidad del primer impacto depende en gran medida de la distancia disponible para disipar cualquier energía cinética inicial. De esta manera se podrá evitar el efecto de pala y rastrillo de una aeronave que contacta con la tierra en sentido paralelo.
- 2- Mientras que en caso de que el vector velocidad tenga un alto ángulo respecto de la tierra, el frenado tiene que ser más rápido con retrasos y fuerzas mayores.
- 3- Con el fin de mejorar el crashworthiness longitudinal de la aeronave se busca que esta pueda derrapar, reduciendo el efecto de pala y rastrillo.

Como consecuencia de los sucesos descritos anteriormente, se tendrá que tener en cuenta:

- la resistencia del suelo de la cabina, procurando que no se produzca alguna falla debida al pandeo que resultaría de la compresión del fuselaje.
- La altura de los asientos para minimizar los impactos verticales y así absorber el golpe y/o
- Diseño de un subsuelo de la cabina deformable en profundidad suficiente para absorber la energía del impacto adecuadamente.

### **1.1.5 Procedimiento de análisis**

Con el fin de obtener la mayor eficiencia a lo que al crashworthiness se refiere, se deberá desarrollar su estudio desde las primeras etapas. Para esto se podrá hacer uso de los siguientes métodos de diseño:

- Prueba y fallo de prototipos estructurales.
- Uso de modelos matemáticos analizados por medio de simulaciones numéricas, por ejemplo el Método de Elementos Finitos (MEF).

La dificultad provocada por la falta de datos en la etapa inicial y el alto coste de las pruebas de impacto de prototipos provocan que el diseñador necesite de herramientas que le permitan analizar diferentes diseños a los que se les aplique distintas condiciones de carga.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

A continuación se enumeran los pasos a seguir para diseñar una estructura capaz de tener un óptimo crashworthiness para la absorción de energía:

1. **Base de datos de los componentes estructurales:** obtenidos en pruebas y/o análisis, establecen el comienzo del proceso de diseño.
2. **Obtención de datos de los componentes por prueba y análisis:** si no se tienen los datos de un material en concreto, éste se fabricará y se probará. Su comportamiento será analizado y los datos obtenidos se incluirán en la Base de datos.
3. **Análisis total del mecanismo de fallo:** con el fin de predecir la capacidad de aguante de la carga en futuras aplicaciones se lleva a cabo un análisis cuasi-estático de toda la estructura, a través del cual se evaluarán propiedades no lineales de los componentes estructurales, como la energía o la capacidad de absorción de energía.
4. **Optimización estructural:** basándonos en el paso 3, se impondrá un criterio para la evaluación de la capacidad de los componentes para transferir la carga a lo largo de una estructura, absorbiendo además un alto rango de la energía disipada y evitando altas deformaciones locales.
5. **Mejora de la resistencia y del crashworthiness de los componentes:** a partir de los resultados obtenidos en las predicciones sobre la resistencia y absorción de energía, se realizarán mejoras con el fin de obtener las dimensiones para un componente válido, el cual tendrá que soportar cargas de compresión y flexión.
6. **Diseño de componentes:** siguiendo el paso 5, se adecuarán los resultados para el diseño de los pasos iniciales de la estructura. A pesar de la complicación que conlleva el cálculo de todas las variables implicadas estas serán de gran ayuda para desarrollar el paso 3.
7. **Análisis dinámico:** dentro de este paso se pueden realizar dos tipos de pruebas dinámicas:
  - Si la masa de la estructura es muy pequeña en comparación de la masa del cuerpo que choca y la velocidad de impacto no es alta, se usará la curva de carga-deformación cuasi-estática del paso 3.
  - En cambio, si las masas son significativas dentro del sistema de colapso, se podrán usar los resultados obtenidos en los pasos 1,2,5 y 6.
8. **Simulación del pasajero:** tras el paso 7, variables como la velocidad y la deformación de la estructura ya son conocidas. En este paso se considerará la seguridad del pasajero, estudiándose en detalle la influencia del impacto para tal fin. Recordar que la absorción óptima de energía tiene lugar para un reparto de cargas y deformación a lo largo de la estructura.
9. **Optimización dinámica:** en caso de que los resultados obtenidos nos digan que no se alcanza la seguridad del pasajero, se tendrán que repetir todos los pasos anteriores.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

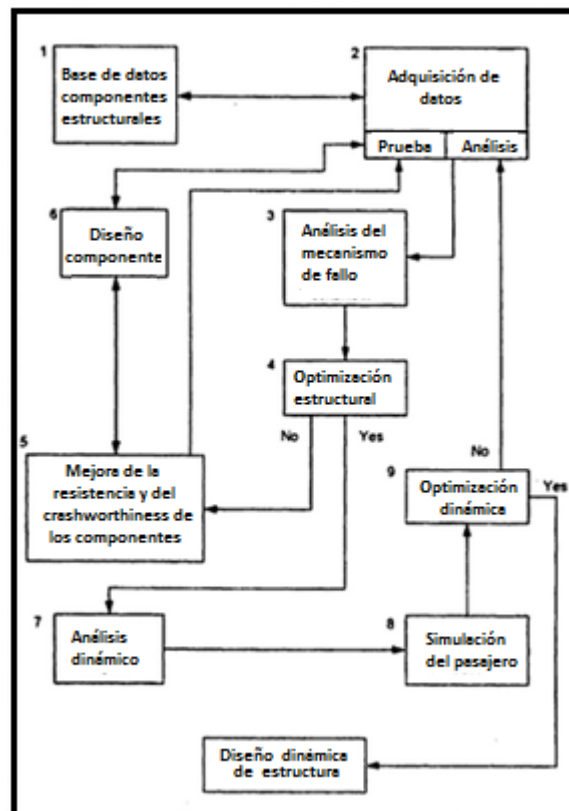


Figura 5 Diagrama de flujos del procedimiento óptimo para el diseño de sistemas de absorción de energía



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 1.2. Viscoplasticidad

La viscoplasticidad es una de las teorías que constituye la mecánica de medios continuos, concretamente en la Mecánica de Sólidos no lineal, mediante la cual se describe el comportamiento inelástico dependiente de la velocidad en los sólidos. Lo que significa que la deformación en estos materiales depende de la velocidad con la que las cargas son aplicadas sobre el sólido.

Esta deformación conocida como plástica, es propia de determinados materiales entre los que se encuentran los metales. Estos materiales, tienen un comportamiento elástico, de carácter reversible donde se produce una conservación de la energía, hasta llegado un cierto límite. A partir del cual el material tiene un comportamiento plástico, sufre cambios irreversibles donde se produce una disipación de energía, siendo imposible la recuperación de la forma una vez cesada la sollicitación aplicada.

Como es normal, los materiales sufren distorsiones al estar sometidos por sollicitaciones externas, de tal manera que el mismo puede tener diferentes comportamientos:

- Elástico, se produce deformación debido a la acción de una fuerza, recuperando la forma al cesar la aplicación de la acción
- Plástico, se produce deformación debido a la acción de una fuerza, la forma no se recupera una vez cesada la aplicación de la sollicitación.
- Viscoso, cuando interviene el tiempo tanto si se recupera como si no la forma original.

De esta forma, la diferencia entre la plasticidad y la viscoplasticidad, es la dependencia del tiempo de este segundo.

Para poder establecer el límite entre la etapa elástica y la viscoplástica, se hace uso de la ecuación de consistencia. De tal manera, se establece que si la medida de las acciones externas, conocida como tensión efectiva, es menor que la tensión de fluencia del material, el comportamiento será elástico.

Con el fin de conocer las deformaciones producidas en cada material por medio de las tensiones externas durante el régimen elástico, tanto ingenieros como físicos definen la deformación efectiva  $\epsilon$ . De esta manera se puede tener una idea aproximada de las deformaciones internas que se producen dentro del sólido.

La viscoplasticidad es un mecanismo macroscópico, típico de metales y aleaciones, mediante el cual se produce el movimiento de las dislocaciones de los granos, dando lugar al efecto de superposición del deslizamiento inter-cristalino. A pesar de que este mecanismo se suele presentar para temperaturas mayores a un tercio de la de fusión, la viscoplasticidad puede darse a temperatura ambiente.

Finalmente, debido a todas estas características la aplicación de la teoría de la viscoplasticidad es idónea para el cálculo de deformaciones permanentes para la predicción de colapso de estructuras sometidas a choques.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 1.2.1 Deformaciones permanentes

Como ya se sabe, la mayoría de los materiales muestran cambios importantes en su respuesta mecánica cuando están sometidos a determinados rangos de tensión. Además de la respuesta de tensión-deformación, factores como la acumulación del daño o el modo en el que se produce la falla de los materiales son de vital importancia para el estudio de dicha respuesta mecánica.

Con el fin de establecer una descripción matemática para la relación entre las deformaciones permanentes y las tensiones, así como sus derivadas, y de la temperatura y el daño, se hace uso de lo que se conoce como ecuaciones constitutivas. Un ejemplo de estas, es la ecuación de **Johnson-Cook**, que se comentará en el siguiente capítulo.

De esta manera los efectos de las velocidades de deformación se discutirán, haciendo mención además de las distintas pruebas dinámicas que suelen ser realizadas en materiales.

### 1.2.2 Velocidades de deformación

Por medio de la tabla siguiente se pueden diferenciar las distintas clasificaciones de los comportamientos de los materiales según las velocidades de deformación.

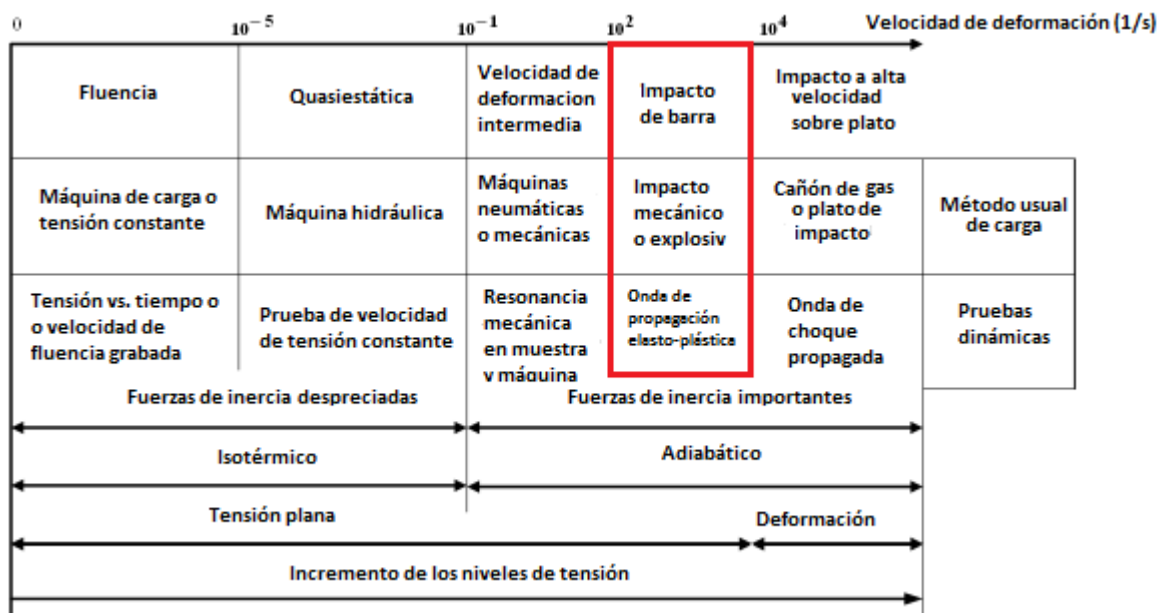


Figura 6 Aspectos dinámicos de pruebas mecánicas

- Para los rangos de la velocidad de deformación comprendidos entre los  $10^{-6}$  y los  $10^{-5} \text{ seg}^{-1}$  el material tiene un comportamiento de fluencia. El cual se suele dar a elevadas temperaturas.
- Entre las velocidades de tensión del orden de  $10^{-4}$  a  $10^{-3} \text{ s}^{-1}$ , se obtiene una curva de tensión-deformación cuasiestática por medio de una prueba de tensión de compresión constante uniaxial.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

A partir de altas velocidades de deformación, las propiedades de tensión-deformación de los materiales pueden cambiar necesitando de técnicas de pruebas más especializadas.

- Para el rango de velocidad de deformación que va desde  $10^{-1}$  a  $10^2 \text{ s}^{-1}$ , se produce lo que se conoce como el *régimen intermedio de velocidad de deformación*. Régimen que es considerado en la mayoría de los metales.
- Por último se tienen las velocidades de deformación de  $10^3 \text{ seg}^{-1}$  o mayores, las cuales se denominan como *régimen de alta velocidad de deformación*. Los efectos de la inercia de altas velocidades de deformación, de la temperatura y de la propagación de onda resultan de vital importancia en el comportamiento del material. A velocidades de deformación de  $10^5 \text{ s}^{-1}$  y superiores se producen ondas debidas a choque a lo largo del material.

A estas altas velocidades de deformación se producen efectos termodinámicos, en los que se pasa, por medio de un proceso de transición, de condiciones isotérmicas nominales a condiciones adiabáticas.

Debido a que en este trabajo las velocidades de deformación se producen dentro del régimen de altas velocidades de deformación, se procederá a explicar las diferentes pruebas relacionadas para este régimen.

### 1.2.3 Pruebas de deformaciones a altas velocidades

En la realización de este tipo de pruebas, tres suelen ser las más empleadas:

1. Barra de presión de Hopkinson
2. Prueba de impacto de Taylor
3. Prueba de impacto en placa.

#### 1.2.3.1 Barra de presión de Hopkinson

El concepto de la barra de presión de Hopkinson, o aparato de Kolsky, permite determinar la deformación dinámica, tensiones o desplazamientos producidos al final de una barra a través de la observación del efecto desde una distancia determinada. Así como conocer las propiedades constitutivas del material, mecanismos de fractura, modelado de las ecuaciones constitutivas, atenuación de pulso e iniciación del daño

Entre las diferentes técnicas de la barra de Hopkinson (compresión, tensión y torsión), la de compresión es la más usada y menos compleja para conseguir datos uniformes de la deformación debida a altas velocidades.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

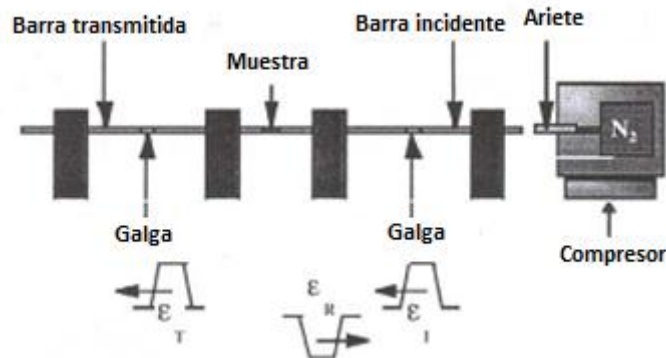


Figura 7 Esquema de un aparato de Barra de Presión de Hopkinson

Para la realización de la prueba, la muestra de material se coloca entre una barra incidente y una barra de transmisión. A continuación, un proyectil impulsado por aire comprimido impacta contra la barra incidente dando lugar a un impulso de impacto,  $\varepsilon_i$ .

Dicho impulso atraviesa la primera barra. Reflejándose parte del impulso en el extremo de la barra,  $\varepsilon_r$ , y la otra parte atraviesa la muestra del material hasta alcanzar la barra de transmisión,  $\varepsilon_t$ .

A través de la deformación generada por impulso que ha sido recogida por galgas extensiométricas se puede determinar las amplitudes de los impulsos aplicados a la barra incidente, el impulso reflejado y el impulso transmitido.

### 1.2.3.2 Prueba de impacto de Taylor

En este método se lanza un sólido cilíndrico del material a estudiar contra un objeto rígido. El flujo de la deformación dinámica del material se puede estimar mediante la medición de la longitud total del cilindro impactado y la longitud de la sección trasera no deformada del cilindro.

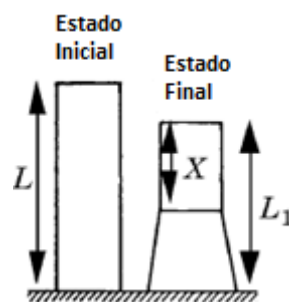


Figura 8 Esquema de una prueba de impacto de Taylor

Los datos obtenidos son comparados con un código de simulación para verificar el modelo constitutivo del material implementado en el código. Estas comparaciones recogen muestras que permiten una comprobación de la exactitud de cálculo por parte del código para las tensiones de deformación, la velocidad de deformación y efectos térmicos que se producen en las tensiones finales en una muestra cilíndrica durante un impacto.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 1.2.3.3 Prueba de impacto sobre placa

El objetivo de esta prueba es examinar los cambios microestructurales de una muestra después de ser sometida a una deformación uniaxial. Los experimentos están diseñados para alcanzar una carga controlada de ondas planas en las muestras.

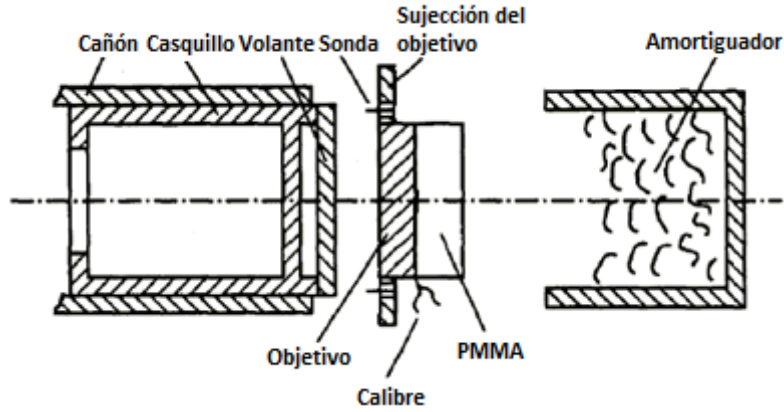


Figura 9 Esquema de un aparato para Prueba de Impacto sobre Placa

En esta prueba se produce el impacto entre una placa plana en movimiento, llamada volante, y otra placa estacionaria, llamada objetivo, que será la muestra. La cual se somete a un impacto de compresión uniaxial.

En caso de que los diámetros de ambas placas sean mayores que sus espesores, el impacto plano genera dos ondas de choque unidimensionales. Que se reflejarán como ondas refractarias en las superficies libres de ambos platos.

### 1.3. Modelo constitutivo de Johnson-Cook

En este capítulo se plantea el modelo constitutivo de Johnson-Cook para materiales elastoplásticos y viscoplásticos, mediante el cual se relacionan la deformación, tensión, efectos adiabáticos y el daño soportados por un material dúctil. Este modelo integrado en el software de simulación numérico ABAQUS, nos será de gran utilidad para los cálculos referentes al material usado en nuestras pruebas, la anteriormente citada aleación de aluminio 1100 H-12.

Por medio de la siguiente ecuación se expresa modelo de endurecimiento de Johnson-Cook:

$$\bar{\sigma}(\bar{\epsilon}^{pl}, \dot{\bar{\epsilon}}^{pl}, \hat{T}) = [A + B(\bar{\epsilon}^{pl})^n] \left[ 1 + C \ln \left( \frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] [1 - \hat{T}^m]$$

Donde A, B, n, C y m son parámetros del material anteriormente expuestos en la tabla,  $\bar{\epsilon}^{pl}$  la deformación plástica,  $\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}$  la velocidad de deformación plástica,  $\dot{\epsilon}_0$  la velocidad de la deformación de referencia y  $\hat{T}$  la temperatura adimensional, la cual se define como;

$$\hat{T} = \frac{T - T_0}{T_{melt} - T_0} \quad T_0 \leq T \leq T_0$$

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

donde  $\tau$  es la temperatura del material,  $T_{melt}$  es la temperatura de fusión and  $T_0$  es la temperatura del ambiente.

De la expresión de endurecimiento de Johnson Cook se pueden diferenciar en primer lugar el término elastoplástico, seguido del referente a la viscosidad y por último el del ablandamiento térmico.

Cuando el parámetro D, referente al daño, excede la unidad se puede asumir que el elemento falla. Este parámetro se puede expresar como:

$$D(\bar{\epsilon}^{pl}, \dot{\bar{\epsilon}}^{pl}, T, \sigma^*) = \sum \frac{\Delta \bar{\epsilon}^{pl}}{\bar{\epsilon}^{pl}_f(\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}, T, \sigma^*)}$$

donde,  $\Delta \bar{\epsilon}^{pl}$  es el incremento acumulado de la equivalente plástica y  $\bar{\epsilon}^{pl}_f$  el fallo debido a deformación.

El modelo de fractura propuesto por Johnson-Cook tiene en cuenta el efecto de la deformación triaxial, la velocidad de deformación y la temperatura de la tensión de fractura equivalente. La equivalente de fractura  $\bar{\epsilon}^{pl}_f$  se expresa como;

$$\bar{\epsilon}^{pl}_f(\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}, T, \bar{\sigma}, \Sigma) = \left[ D_1 + D_2 \exp \left( D_3 \frac{\Sigma}{\bar{\sigma}} \right) \right] \left[ 1 + D_4 \ln \left( \frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] \left[ 1 + D_5 \hat{T} \right]$$

$$\varpi = \Sigma \left( \frac{\Delta \bar{\epsilon}^{pl}}{\bar{\epsilon}^{pl}_f} \right) \quad \text{Fallo para } \varpi = 1$$

Donde  $D_1$ – $D_5$  son los parámetros del material,  $\Sigma$  es la tensión hidrostática y  $\bar{\sigma}$  es la tensión media.

### 1.4. ABAQUS

En la realización de este trabajo se ha usado el código de simulación numérica ABAQUS/CAE. Este software es uno de los programas de simulación del Método de Elementos Finitos más utilizados en la actualidad, sobre todo en el sector automovilístico y aeroespacial.

Gracias al paquete de ABAQUS tenemos varios programas que se ajustarán según las especificaciones de los problemas en los que se aplique. De entre estos programas cabe destacar los dos motores de simulación de MEF:

- ABAQUS/Standard, orientado a la formulación del problema de elementos finitos de manera implícita,
- ABAQUS/Explicit., orientado a la formulación de problemas dinámicos de manera explícita.

Como en este trabajo se estudia el comportamiento frente a impacto, el motor será ABAQUS/Explicit.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Gracias a las mejoras implementadas a lo largo de la vida del software ABAQUS, se pasó de editar manualmente ficheros de entrada, a poder generar los modelos MEF, monitorizar el proceso de cálculo y visualizar los resultados, desde una interfaz gráfica muy intuitiva, cuyo nombre es ABAQUS/CAE.

### 1.4.1 ABAQUS/CAE

Este entorno gráfico está diseñado con una serie de módulos con los cuales realizar las tareas que sean de necesidad para calcular nuestro modelo. A continuación se enunciarán los distintos módulos según el orden del menú del software:

1. **Módulo de creación de partes (PART MODULE):** en este módulo se podrán definir o importar de otros programas las partes de las que se compondrán el modelo diseñado. Se podrán definir propiedades como su rigidez, deformabilidad.
2. **Módulo de asignación de propiedades (PROPERTY MODULE):** Dentro de este módulo se asigna el modelo constitutivo, el material y las secciones que se deseen para las partes. Se podrán introducir parámetros como, E y  $\nu$ , en caso de un modelo elástico lineal isótropo. O propiedades másicas y de inercia para problemas dinámicos.
3. **Modulo de ensamblaje del modelo (Assembly module):** a pesar de que cada modelo se cree en un sistema de coordenadas propio, por medio de este módulo se puede ensamblar el modelo completo definiendo las posiciones de cada pieza según un sistema de coordenadas común.
4. **Modulo de creación de pasos (Step module):** a través de este módulo se especifican los parámetros de salida (tensiones, deformaciones, temperatura, etc.) según cargas, presiones, aumentos de temperatura, etc., en función de variables como el tiempo o número de incrementos.
5. **Módulo de definición de interacciones (Interaction module):** en este módulo se especifican los contactos e interacciones entre las diferentes parts del modelo. Pudiendo definir fricciones o adhesiones, entre otros, para las superficies.
6. **Módulo de aplicación de fuerzas y condiciones de contorno (Load/BC/IC module):** Este módulo permite imponer las condiciones de contorno y definir las fuerzas externas que actúan sobre el modelo.
7. **Módulo de generación de mallado (Mesh module):** a través de este modulo se define la malla de elementos finitos que se requiera para la simulación. Se podrá escoger entre diferentes estructuras de mallado (libre, estructurada o por barrido) e indicar el número de elementos que se desea en las aristas (semillar).



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

8. **Módulo de control y monitorización (Job module):** Este módulo permite lanzar y monitorizar el progreso de la simulación. El propio software se encarga, en un comienzo de comprobar la validez de los datos de entrada, seguidamente de efectuar los cálculos, escogiendo el método más adecuado para resolver el sistema de ecuaciones, para finalmente determinar los valores de las variables de salida requeridas por el usuario.
9. **Módulo de visualización (Visualization module):** permite la visualización de los resultados de la simulación, por medio de la creación de diagramas de contorno, diagramas vectoriales, etc. También permite visualizar los resultados históricos mediante representaciones gráficas que pueden combinarse entre sí.

### 1.5. Rendimiento de estructuras de Aluminio sometidas a impacto

Las presiones de los gobiernos sobre las compañías automovilísticas provocaron el aumento de nuevas y alternativas investigaciones para reducir el consumo de sus vehículos, y cumplir así con las exigencias normativas.

De esta manera apareció el interés por el uso de aluminio en el conformado de sus estructuras. De esta manera se conservarían los recursos, por medio de la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> y otros gases, así como por medio de la maximización del reciclado del material.

De esta manera aparece el interés en el aluminio, utilizándolo en el conformado de las estructuras y la conservación de los recursos. Lo que conlleva a la reducción del CO<sub>2</sub> y otros gases, así como la maximización del reciclado del material.

El aluminio, además de ser abundante en la corteza terrestre, tener una alta resistencia a la corrosión y una alta reciclabilidad, permite grandes reducciones de peso, sin tener por ello que penalizar la fuerza máxima soportada o el rendimiento de las estructuras.

Debido a estas buenas propiedades las empresas empezaron a realizar numerosos estudios con el fin de aplicar este material en la carrocería, estructuras, chasis o trenes de potencia. De esta forma una estructura de aluminio presentaría una reducción de peso frente a las de acero, haciendo que el consumo de combustible fuese menor.

Esta reducción de peso permitía un ahorro de entorno a un 40 y 50%. Se estimó que el uso de aluminio en todos los vehículos supondría una media del 25% de reducción de peso.

Es necesario aclarar que el ahorro de peso nunca ha de comprometer la seguridad o el rendimiento estructural del vehículo. Por ello diversas pruebas sobre el rendimiento estructural del vehículo fueron desarrolladas con el fin de diseñar estructuras de aluminio eficientes desde el punto de vista del crashworthiness.

Como aportación a esto la empresa Alcan International Ltd publicó diversos estudios, entre los cuales destacaba uno en el que se realizaba una prueba de impacto frontal usando una réplica de un vehículo hecha en aluminio. El test resultaba favorable con un ahorro de peso del 31%.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

En conclusión, ese ahorro de peso que no compromete la seguridad ni el rendimiento del vehículo resultan favorables, tanto para el término empleado, como para compañías y usuarios. Desde este punto de vista y después de varios estudios que así lo demostraban, el aluminio se convierte en una gran alternativa frente a las estructuras fabricadas con acero.

### 1.6. Propiedades del Aluminio

Ya que hemos hablado de la alternativa del aluminio frente al acero, es de utilidad la comparación de las propiedades de ambos, con el fin de obtener conclusiones. Para ello, a pesar de que en este trabajo se use la aleación de aluminio 1100 H-12, compararemos el acero dulce con estas otras aleaciones:

- AA5754-O: aleación de aluminio dúctil de fuerza media, usado en la estructura portante de los vehículos.
- AA61-T4: aleación de aluminio, usada para la carrocería y en estructuras donde se requiere gran resistencia.

Como se puede apreciar de la tabla 1, la densidad de ambas aleaciones de aluminio es prácticamente un tercio de la del acero. Lo que da como resultado una estructura de aluminio con la mitad de peso que una estructura de acero.

Material	Elastic modulus (MPa)	Coefficiente de Poisson	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Prueba de Tensión 0-2% (MPa)	Tensión Máxima (MPa)	Elongación (galga de 50 mm) (%)
AA5754-O	70000	0.33	2700	100	220	23
AA6111-T4 (+30 min a 180°C)	70000	0.33	2700	180	320	25
Acero dulce	205000	0.33	7850	220	370	39

**Tabla 1 Propiedades del Aluminio y Acero**

Según estudios, las estructuras de aluminio con un espesor más grueso que las de acero, tienen mejores resultados en deformaciones y absorción de la energía en pruebas de flexión. A pesar de la alta resistencia del acero, la realización de las pruebas de impacto para ambos materiales demuestra que las estructuras de aluminio son más eficientes con una reducción de peso del 40%.

A través de un estudio de fallo de vigas fijas sometidas a impacto, vemos que la velocidad de deformación de la conformada por aluminio es menor que para la que lo está conformada por acero. No obstante el grosor empleado en las pruebas era de un grosor superior (5mm) al que se utiliza en estructuras para automoción (1-3mm).



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Con el fin de comprobar velocidad de deformación de las aleaciones AA5754-O y AA61 11-T4, se realizaron diferentes ensayos de tracción sobre probetas a distintas velocidades de deformación. Para tal efecto, en el Centro de Investigación de Impacto de la Universidad de Liverpool, se lanzó un cuerpo en dirección axial contra una estructura de sección hexagonal. Durante el proceso, se midió la velocidad de formación de las arrugas por medio de sensores. Dando como resultado una energía total de 10 KJ a una velocidad de 11 m/s.

### 1.6.1 Diseño de elementos sometidos a impacto

A la hora de hacer pruebas de choque, se realizan aplastamientos en dirección axial, roturas a flexión y aplastamientos laterales, lo que da lugar a deformaciones elásticas y plásticas. En la mayoría de los choques se producen deformaciones de algunos componentes, pero en el caso donde hay impactos de gran energía, estos concluyen con una interacción compleja de los componentes.

Para la realización de investigaciones y desarrollos por parte de proveedores y compañías automovilísticas, se realizan pruebas de fallo en dirección axial y flexión. Los datos obtenidos en dichas pruebas se utilizan en Softwares de modelos de elemento finitos no lineales, por ejemplo ABAQUS/CAE.

A pesar de la importancia y utilidad de ambos tipos de pruebas, en este capítulo solo se abordará la prueba a flexión debida a impacto, ya que es el tipo del cual se fundamenta este trabajo.

### 1.6.2 Fractura a flexión

Como podemos ver en la figura 10, se plantea la disposición de una prueba de fallo por flexión, válida tanto para aluminio como para acero.

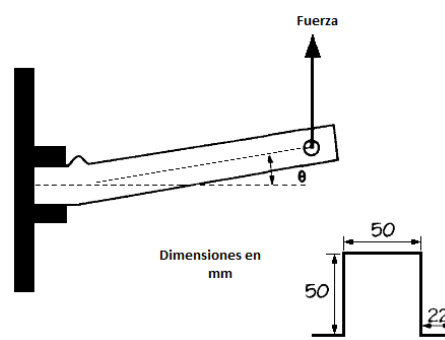


Figura 10 Prueba experimental para el fallo a flexión

Las variables más importantes en este tipo de pruebas son la energía absorbida, el momento máximo con el que empieza la falla y el modo en que esta se produce.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Por medio de la figura 11, momento vs rotación, se explicarán los 3 modos en los que una viga puede fallar:

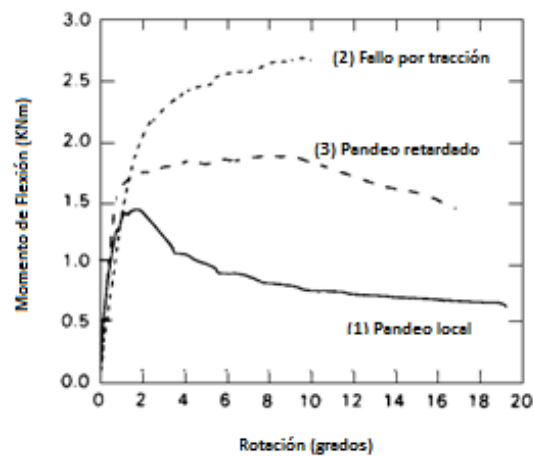


Figura 11 Curvas de Momento-Rotación para vigas de aluminio sometidas a flexión

- La primera curva representa una viga que falla por pandeo local, lo cual se suele dar en vigas con un ratio alto entre el espesor y la anchura. A pesar de que el momento máximo y la energía absorbida tiene valores bajos, la forma en la que falla la viga es estable.
- La segunda presenta una viga que falla debido a una rotura por tensión, en este caso aunque el límite local de deformación por tracción no es excedido aparecen deformaciones plásticas. Lo que conlleva al fallo de la viga. Después de esta no hay energía residual. Aunque este modo de fallo tiene el mayor momento máximo y absorción de energía, la considerable pérdida de resistencia a flexión y la concentración de tensiones hace que este modo no sea deseable. Este fallo es típico en viga de bajo ratio entre espesor y anchura.
- La tercera nos muestra una viga que falla por pandeo retardado, el pandeo de la sección no se produce hasta que esta no está bien entrada la en zona de plastificación, con altos valores para el momento máximo y para la absorción de la energía. Estas vigas son las que muestran el mejor diseño a lo que peso-eficiencia se refiere.

Como se ha explicado por medio de la curva dos de la anterior figura, se producen roturas debido a tensión en determinadas secciones de aluminio. Por medio de la siguiente figura se podrá analizar las curvas de momento-rotación, para diferentes ratios de anchura-espesor, obtenidas por medio de la realización de pruebas donde se aplicó tensión en la parte inferior de una viga, con borde superior.

Esta viga en voladizo, conformada por la aleación de aluminio AA5754-O y con una sección de 60 mm x 60 mm, fue probada con el espesor como única variable. Según se ve en la figura 12, en aquellas vigas con un ratio inferior a 30 se produce la rotura debida a tensión, mientras que para ratios superiores a 30 el fallo se produce por pandeo local en los laterales.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

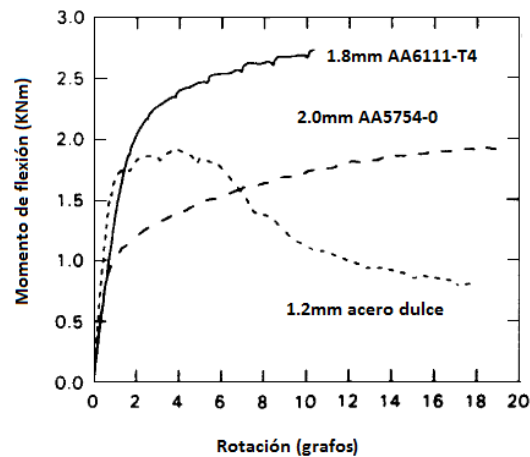


Figura 12 Influencia del ratio de ancho-espesor para paredes en las curvas de momento-rotación para vigas de aluminio

Las conclusiones obtenidas en estos estudios, no son exclusivas de este tipo de aleación, ya que es la propia ductilidad de los metales la que determina la transición de un tipo de fallo a otro, pudiendo extrapolarse en la aplicación de otros.

### 1.7. Cargas dinámicas

Se entiende como carga dinámica a aquella que es aplicada en un periodo de tiempo relativamente corto, dentro de la misma se pueden diferenciar dos formas de producirse; cargas de impacto, se deben a la aplicación y supresión de la carga de manera repentina y cargas fluctuantes, que se dan en periodos de tiempo más prolongados con variación de intensidad.

- las cargas de impacto se producen por medio de la colisión de dos objetos, ya sea por la proyección de los dos o de solo uno contra el otro, como ocurre en análisis realizado en este trabajo.
- las cargas fluctuantes son propias de acciones vehiculares, tránsito pedestre, máquinas rotatorias, olas marinas, etc.

A diferencia de las cargas estáticas, las cargas dinámicas pueden dar lugar a modificaciones tanto en la magnitud de las tensiones como en las deformaciones, lo cual afecta a la forma y al límite de rotura de los materiales.

La deformación de rotura llega a reducirse de manera considerable en aquellos materiales donde se producen estas solicitudes dinámicas. Por medio de diferentes pruebas y análisis, se demuestra que tanto la fluencia como la tensión de rotura se incrementan. Mientras que para cargas estáticas determinados materiales se comportan de manera dúctil, para cargas dinámicas se comportan de manera frágil.

Este tipo de cargas originan en la estructura o en parte de la misma, efectos vibratorios. Si esta carga se repite periódicamente, y su frecuencia coincide con el período



## **“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

de vibración del elemento, puede que este entre en resonancia, produciéndose así deformaciones lo suficientemente grandes como para producirse el colapso.

### **1.7.1 Determinación del estado tensional**

A la hora de determinar el estado tensional compuesto por un estado de cargas dinámicas, en un proceso de choque, atenderemos a diversos factores:

- complejidad e inexactitud a la hora de calcular las tensiones, debido a la transferencia de energía cinética,
- zona de contacto y variación de las fuerzas en la zona en función del tiempo,
- disipación de la energía.

Debido a la complejidad que entrañan los cálculos de cargas dinámicas, se hace uso de lo que se denomina como “cargas estáticas equivalentes”. Las cuales son cargas ficticias que actuando estáticamente producen el mismo efecto que las cargas verdaderas actuando dinámicamente.

Con el fin de obtener las cargas estáticas equivalentes, se multiplican las cargas verdaderas por un factor de coeficiente de impacto o dinámico. Factor que se determina de forma experimental, y dependiente de numerosas variables.

## **1.8. Barras Antiempotramiento en vehículos pesados**

Se entenderá como vehículo pesado aquel que su peso total, entre vehículo y carga, sobrepase los 3.500 kg. Este tipo de vehículos suele estar involucrado en accidentes de carácter fatal, ya que su alta masa es un peligro para el resto de conductores. Debido a esto y a la creciente presencia de estos vehículos en las carreteras en los últimos 20 años se han tenido que crear normas estrictas para procurar la seguridad.

A pesar de la existencia de las normas técnicas que tienden a ser opcionales, la regulación a nivel de la UE se ha visto limitada hasta la fecha. A día de hoy existe el debate de crear un sistema de homologación para camiones y autobuses al igual que el resto de vehículos de las UE.

### **1.8.1 Normativa**

#### **1.8.1.1 Protección antiempotramiento frontal**

Debido al gran tamaño y masa de los vehículos de gran peso, se genera un problema importante de compatibilidad con el resto de vehículos. Para ello, la Unión Europea adopta una serie de medidas de carácter obligatorio para los estados miembros, que deberán tener en cuenta las recomendaciones sobre este tipo de problemas y reducir así, las cifras de siniestralidad en carreteras y garantizar una mayor seguridad a los usuarios.



## **“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

Los impactos frontales entre los camiones y los coches son los más comunes a los que a involucración de estos primeros se refiere.

Se ha estimado que las protecciones para absorber la energía en las partes delanteras, trasera y laterales podrían reducir el número de muertes debido a impacto en 12%.

Fue por tanto en el año 2000 cuando la UE dicta una directiva sobre la protección delantera contra el empujamiento de los vehículos de motor, del mencionado texto se extraen sus principales conclusiones:

- 1- Prescripciones técnicas uniformes para los vehículos de ruedas, sus equipos y partes y todo tipo de homologaciones para los mismos.
- 2- Se busca la homologación europea, es decir, que no sea de forma individual y por estados. Consiguiendo una homogenización a sistemas de vehículos, componentes y unidades técnicas independientes de los vehículos que dé lugar un mejor nivel comunitario.
- 3- El elevado número de accidentes de tráfico, en los que se ven implicados vehículos industriales con masa superior a 3,5 toneladas y con el fin de garantizar mayor seguridad vial, todas las medidas aprobadas por la directiva serán de carácter obligatorio.
- 4- En último lugar, el fin es la reducción del número de víctimas en la circulación con vehículos en Europa. De manera que aumente la protección de los ocupantes de los vehículos de turismo y de gran masa en caso de colisión delantera. Sin olvidar, la importancia de los proveedores y fabricantes de dispositivos de protección a obtener las homologaciones comunitarias correspondientes.

Estudios realizados por EEVC WG 14 demuestran que los pasajeros de un coche podrían sobrevivir a un choque frontal contra un camión con una velocidad relativa de 75 km/h si este estuviese equipado con una barra antiempujamiento. Lo que daría en un descenso de 1.176 muertes y 23.660 lesiones graves por año en Europa.

A pesar de que las empresas tienen a disposición la posibilidad de instalar estos dispositivos, no suelen ser comprados debido al alto coste.

### **1.8.1.2 Protección antiempujamiento trasero**

La directiva del consejo 70/221/ECC obliga a la instalación de una protección antiempujamiento trasera en camiones de más de 3500 kg. La regulación establece una distancia al suelo de 550 mm, ver figura 13, y soportar en las pruebas una fuerza máxima de 100KN a una velocidad de 25 km/h.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

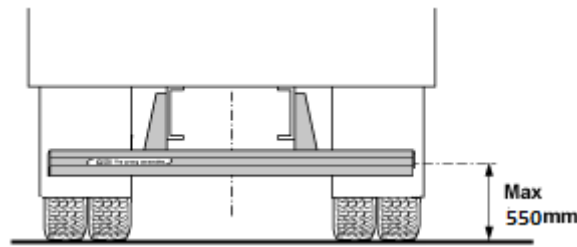


Figura 13 Situación de la barra antiempotramiento trasera de un camión

A pesar de todo, los estudios determinan que la distancia de la barra al suelo es insuficiente y que el sistema no es lo suficientemente fuerte. De modo que la solución que se da es que la distancia al suelo se reduzca hasta 400 mm y que las fuerzas máximas de las pruebas se incrementen. Con estas mejoras, EEVC WG 14 estima que los accidentes fatales y las lesiones graves debidas a choques contra la parte trasera de los camiones se reducirían en un tercio en Europa. Además, Working Group 14 estima que los costes relacionados con las muertes y lesiones se reducirían entorno a 69-78 Millones de Euros.

### 1.8.1.3 Protección antiempotramiento lateral

La directiva del consejo 89/297/ECC, centra la atención en las medidas de protección para los usuarios de los estados miembros, redactando una serie de requisitos que mejoren la calidad y seguridad de los vehículos. No solo a fin de garantizar esa seguridad dentro del mercado europeo, sino para dotar de una mayor seguridad en las carreteras.

Las obligaciones de los diferentes estados son dispares y a la vez, diversas, por lo que se trata de garantizar esa seguridad a nivel europeo, es decir, la obligatoriedad por igual a cada estado. Referido, eso sí, a la protección lateral de los vehículos a motor y remolques.

Todos los vehículos de la categoría de mayor peso, deberán instalar protectores en sus laterales de forma que se ofrezca a los usuarios no protegidos; viandantes, conductores de bicicletas y motocicletas, una protección eficaz contra el peligro de caer bajo la parte lateral del vehículo.

Según investigaciones realizadas en Holanda, los requisitos de la legislación son limitados y que una mejora de las protecciones laterales podrían reducir la muerte de los anteriormente citados entorno al 10%.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

## 2. Metodología

El objetivo de este trabajo es el estudio del comportamiento de una viga sometida a flexión debido al impacto de un cuerpo sobre su extremo libre. Para ello se realizarán diferentes análisis que se sucederán a lo largo de etapas, haciendo uso de diferentes diseños hasta llegar a un modelo final.

A lo largo de las etapas se podrá observar la evolución del diseño, incluyendo las características de las mismas, como geometrías o espesores.

Por último, se hará una descripción del Método de Elementos Finitos, mediante el cual, y por medio del uso del programa ABAQUS/CAE, se han realizado los cálculos pertinentes para resolución de estos análisis.

### 2.1. Diseño y análisis

Para llevar a cabo los análisis de cada etapa, se utilizarán gráficas obtenidas a partir de los datos obtenidos en cada ensayo. A través de las mismas se estudiará la Fuerza, la Absorción de la Energía y la Deformación longitudinal y angular de la viga, así como la Velocidad del sólido que impacta. Para un tiempo de 0.2 segundos.

El mallado utilizado será cuadrado estructurado de 0.01 m de lado, siendo este suficiente para realizar los cálculos y obtener datos fiables. De esta manera el número de elementos que compondrán el mallado de cada modelo será diferente.

#### 2.1.1 Condiciones

Como se demuestra a lo largo del trabajo, para llegar al correcto análisis deberán establecerse diferentes condiciones:

1. Se hará uso del código numérico de simulación ABACUS CAE,
  - los cálculos se realizarán por medio del Método de elementos finitos (MEF),
  - el análisis se realizará según la ley constitutiva del material de Johnson Cook para daños,
2. Características de la viga,
  - su longitud tendrá que ser igual a 300 mm, destacar que esta debe ser medida a lo largo de su directriz,
  - el material empleado para su conformación será Aluminio 1100-H12,
  - su masa total no deberá exceder en 1 kg,
  - no obstante, se tendrá total libertad a lo que a tipo, dimensiones y espesor de las secciones a lo largo de la misma se refiere.
3. Características del bloque,
  - será un cilindro de 60 mm de longitud y 30 mm de radio,
  - la velocidad con la que se lanzará el mismo será de 15 m/s, en sentido descendente, en dirección perpendicular a la viga (eje Z),
  - no se usará ningún material específico ya que se considerará que será un sólido rígido indeformable,

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

- solo tendrá desplazamiento lineal vertical, haciendo así de elemento percutor.

### 2.1.1.1 Etapa 1

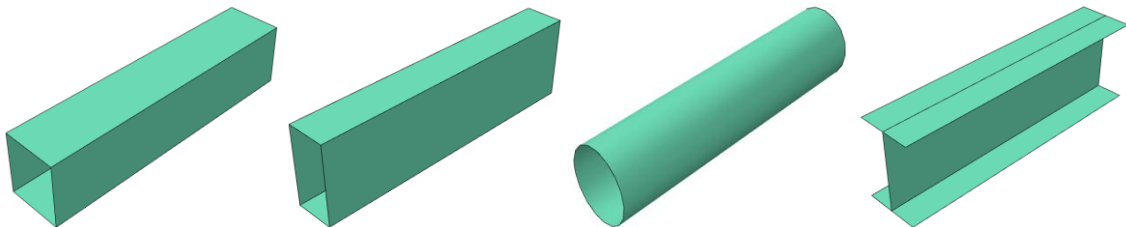
Para dar comienzo al estudio, se diseñarán 4 vigas con diferentes secciones, cuadrada, rectangular, circular y “Doble T”. Con el fin de que todas partan de las condiciones más similares posibles se decidirá que sus áreas sean iguales.

El número de elementos que compondrán el mallado de las cuatro vigas será 630.

A continuación se adjunta una tabla con las distintas características de cada viga, así como una imagen de cada una tomadas del software ABAQUS/CAE.

	Dimensiones (m)	Sección	Área (m <sup>2</sup> )	Peso (kg)	Momento de Inercia, I <sub>x</sub> (m <sup>4</sup> )
<b>Cuadrada</b>	0.06x0.06	0.0051	1.224*10 <sup>-3</sup>	0.991	7.397*10 <sup>-7</sup>
<b>Rectangular</b>	0.04*0.09	0.0047	1.222*10 <sup>-3</sup>	0.99	1.3778*10 <sup>-6</sup>
<b>Circular</b>	0.034	0.0058	1.239*10 <sup>-3</sup>	0.998	7.21*10 <sup>-7</sup>
<b>Doble T</b>	Alas: 0.06 Alma: 0.09	0.0059	1.239*10 <sup>-3</sup>	1	6.7*10 <sup>-6</sup>

**Tabla 2 Propiedades de las vigas iniciales**



**Figura 14 Vigas de diferente sección**

Esta primera etapa está compuesta a su vez por otras dos subetapas:

Etapa 1.a.-La masa del sólido que impacta será de 60 kg. De esta manera se podrán comparar por igual los datos obtenidos y tomar las primeras conclusiones.

Etapa 1.b.-La masa del sólido que impacta se irá aumentando en 5 kg, hasta llegar al momento en el que cada viga deje de funcionar correctamente, es decir, no frene al sólido. De esta manera se podrá conocer cuál es la viga con mayor capacidad de soportar el mayor impacto.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 2.1.1.2 Etapa 2

Al igual que en la anterior etapa, también encontramos dos subetapas:

Etapa 2.a.-Para esta etapa, se parte del modelo resultante en **Etapa 1.b**, a través del cual se aplicarán dos hipótesis, con un mismo fundamento. El cual no es otro que buscar el ahorro de masa de aquellas zonas donde no sea necesaria y el empleo de la misma en aquellas zonas donde sí lo sea:

- Usando un perfil variable partiendo de una sección rectangular original, en el empotramiento y terminar con una sección cuadrada similar a la de la etapa 1, en su extremo libre. Lo que da como resultado un espesor de 0.0058 m.

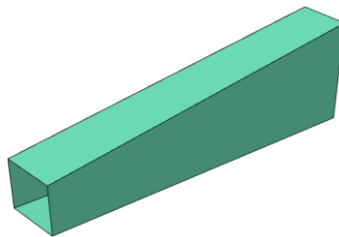


Figura 15 Viga de sección variable

- Usando un espesor variable el cual obedecerá a la ecuación,

$$s = 0.0065 - z * 0.01,$$

Siendo  $z = 0$  la parte empotrada y  $z = 0.3$  el extremo libre.

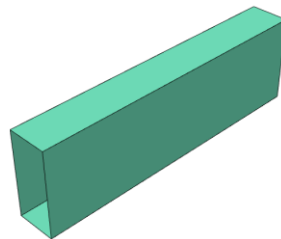


Figura 16 Viga de espesor variable

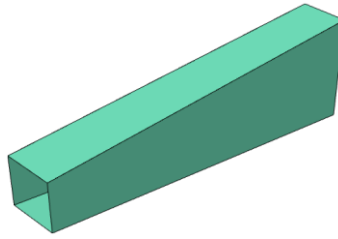
Ambas vigas se someterán a la carga de un sólido de 110 kg para poderlas comparar y obtener conclusiones.

Etapa 2.b.- Combinar la aplicación de ambas hipótesis, y obtener los datos referentes al ensayo realizado con la mayor carga posible. Espesor regido por la ecuación,

$$s = 0.0077 - 0.1 * z.$$

Siendo  $z = 0$  la parte empotrada y  $z = 0.3$  el extremo libre.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**



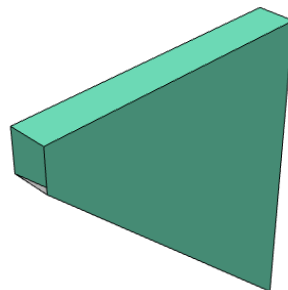
**Figura 17 Viga de sección y espesor variable**

### **2.1.1.3 Etapa 3**

En esta tercera etapa se realizará un proceso de búsqueda de un diseño haciendo uso de las conclusiones obtenidas en las dos etapas anteriores. Con el fin de buscar la claridad y la concisión, solo se mencionarán tres de todos los modelos ensayados, de los cuales solo se analizará el último diseño:

1. Con el fin de reforzar la zona próxima al empotramiento se decide empezar por un modelo tipo escuadra,
  - de 0.3 m de longitud de su directriz trazada entre el extremo libre y el eje medio del empotramiento, lo que implica 0.21 m de altura y de largo,
  - el ángulo entre la parte inferior y la horizontal será de 45°.
  - con una sección rectangular en el empotramiento de 0.04 m x 0.09 m, y una sección cuadrada para el extremo libre de 0.04 m x 0.04 m,
  - el espesor estará determinado por la ecuación,

$$s = 0.004 - 0.0816(y * z)$$

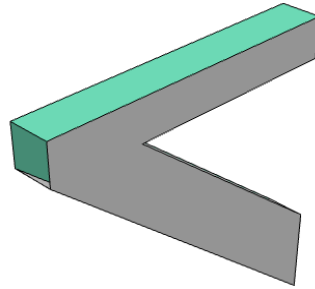


**Figura 18 Vigatipo escuadra**

2. Como mejora del anterior diseño se realizan diferentes modificaciones mediante las cuales se combinan distintas secciones empotradas y/o se prescinde de aquellas zonas donde la estructura no soportaba ninguna tensión. De todas estas modificaciones destaca esta, donde,
  - las dimensiones de la viga serán las mismas que para el caso anterior.
  - el empotramiento superior es una sección cuadrada de 0.04 m x 0.04 m y el empotramiento inferior una sección rectangular de 0.04 m x 0.09 m.
  - El espesor se regirá por la ecuación

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

$$s = 0.004 - 0.1(y * z)$$

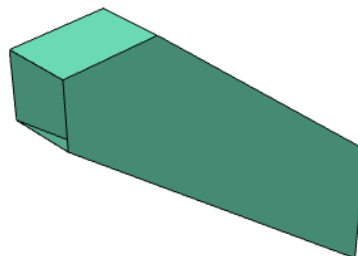


**Figura 19 Viga tipo escuadra 2**

3. Se elimina la parte superior del diseño anterior, dejando toda la responsabilidad de aguantar la carga a la parte inferior.

- se mantienen las geometrías y dimensiones de las secciones del modelo anterior,
- la sección estará determinada por la ecuación

$$s = 0.007 - 0.062(y * z)$$



**Figura 20 Viga inclinada**

#### **2.1.1.4 Etapa 4**

En esta última etapa, se parte del último diseño desarrollado, mejorando aquellas zonas donde la viga fuese más frágil. El objetivo es dar mayor rigidez a la estructura, y aguantar así mayor carga, intentando que la desaceleración sufrida por el sólido se prolongue durante el mayor tiempo posible.

- Se mantienen las secciones y las dimensiones de los extremos del último modelo.
- Cumpliendo la especificación de la longitud medida a través de sus directrices sea 0.3 m.
- Con unos radios para las curvas inferiores de 0.128 m y 0.22 m y para las curvas superiores de 0.133 m y 0.1m.
- Para el espesor de la viga se ha hecho uso de la ecuación,

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

$$s = 0.0075 - 0.007(y * z)$$

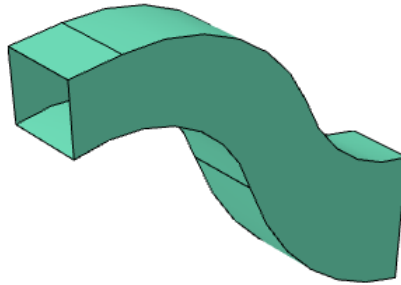


Figura 21 Viga tipo S

**2.1.1.5 Diagrama de modelos**

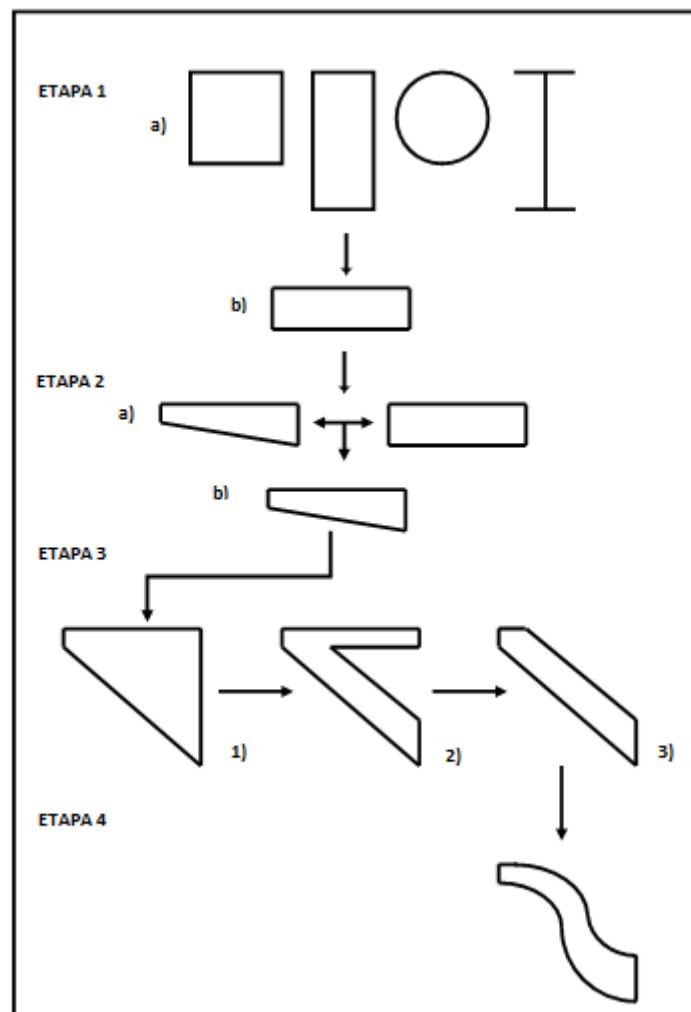


Figura 22 Diagrama de modelos



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 2.2. Elementos finitos

#### 2.2.1 Introducción

Como se ha comentado en el capítulo anterior, el elevado coste económico y temporal que generaban los ensayos y análisis iterativos durante la búsqueda de la mejora de los prototipos, provocaron la necesidad de crear una herramienta que permitiese que el cálculo de dichos prototipos fuese rentable. Es así como el Método de los Elementos Finitos (MEF) fue adquiriendo cada vez mayor importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc.

Este método permite generar un modelo matemático de cálculo basado en un sistema real, siendo más fácil y económico de modificar que un prototipo. A pesar de esto, el MEF no es de carácter exacto, ya que se basa en hipótesis básicas. De modo que se puede prescindir de los prototipos en la mayoría de casos para hacer uso de este método.

A la hora de aplicar este método nos encontramos con dos tipos de modelos, los cuales según su definición se pueden presentar como:

- Discretos: aquellos en los que se llega a un modelo adecuado utilizando un número finito de componentes bien definidos.
- Continuos: aquellos en los que la subdivisión es indefinida y el problema solo puede definirse mediante el uso de infinitésimos. Lo que da lugar a ecuaciones diferenciales o expresiones equivalentes con infinitos elementos.

Gracias a los avances informáticos de las últimas décadas el Método de los Elementos Finitos ha evolucionado sustancialmente, así como se ha provisto a usuarios de mejores softwares para el estudio.

Cabe señalar, que a pesar de que estos softwares sean de fácil manejo, es necesario tener conocimientos sobre el material utilizado y de los principios de este método. Pudiendo de esta manera garantizar que los resultados obtenidos durante los análisis se aproximen a la realidad.

#### 2.2.2 Fundamentos

La base del MEF es la división de un elemento continuo en un conjunto de elementos más pequeños interconectados a través de unos puntos llamados nodos. Teniendo en cuenta que las ecuaciones establecidas para el comportamiento del continuo también regirán la del total del elemento, podremos pasar de un sistema continuo con infinitos grados de libertad (regido por una ecuación o sistema de ecuaciones diferenciales) a un sistema con un número de grados de libertad finito (regido por un sistema de ecuaciones que pueden ser lineales o no).

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Todo sistema está compuesto por 3 elementos:

- Dominio, espacio geométrico donde se analiza el sistema.
- Condiciones de contorno, variables conocida como cargas, desplazamientos, temperaturas, etc. A través de las cuales se podrá cambiar el sistema.
- Incógnitas, variables que deseamos conocer como desplazamientos, tensiones, temperaturas, etc. Tras la actuación de las condiciones de contorno sobre el sistema.

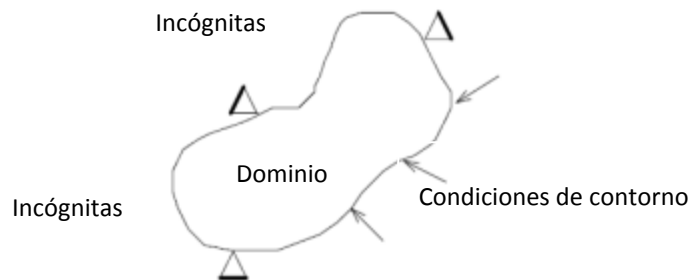


Figura 23 Dominio de un sistema

Con el fin de solucionar el problema, el dominio se discretiza en subdominios llamados elementos, de tal manera que a partir la suma de todos resulte una aproximación al dominio real. La división del dominio se puede hacer por medio de puntos (en el caso lineal), de líneas (en el caso bidimensional) o mediante superficies (en el caso tridimensional).

En el caso de los elementos estructurales, incógnitas como tensiones o deformaciones, se obtendrán a partir de las incógnitas fundamentales del problema, es decir a partir de los desplazamientos nodales.

### 2.2.2.1 Grados de Libertad

A partir de los anteriormente citados como desplazamientos nodales conoceremos cada uno de los 6 grados de libertad de cada nodo del modelo. De esta manera, los grados de libertad de un nodo serán las variables que determinan el estado y/o posición de un nodo.

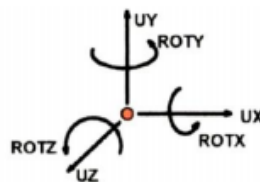


Figura 24 Grados de Libertad

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Tomando como ejemplo un sistema similar al que nos lleva a estudio en este trabajo, es decir una viga en voladizo sometida a carga puntual en su extremo,

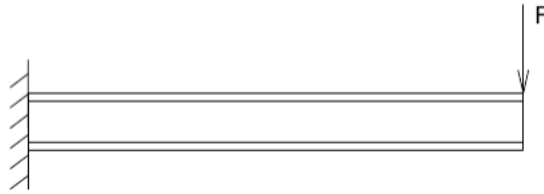


Figura 25 Viga en voladizo sometida a carga puntual en su extremo

la discretización del dominio sería,

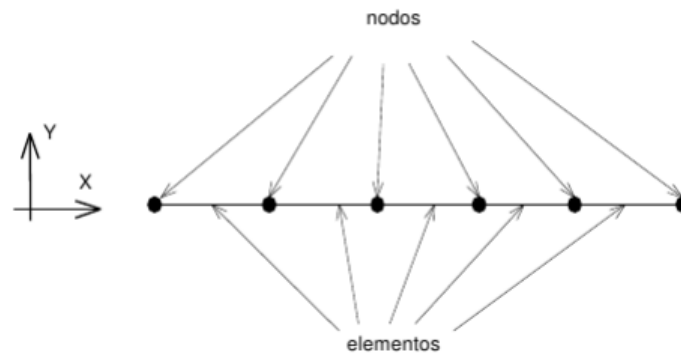


Figura 26 Discretización del dominio

Siendo los grados de libertad de cada nodo:

- Desplazamiento en dirección x,
- Desplazamiento en dirección y,
- Giro según z,
- Temperatura.

Según las condiciones de contorno a las que está sometido nuestra viga, (sistema de cargas, ligaduras y temperatura), se produce una evolución hasta un estado final, a partir del cual se pueden determinar el resto de incógnitas como tensiones y deformaciones, haciendo uso de los valores conocidos de los grados de libertad.

### 2.2.2.2 Ecuaciones diferenciales

Una vez se plantee la ecuación diferencial que rige el comportamiento del sistema continuo del elemento, se podrá llegar a fórmulas, denominadas de interpolación, que relacionen el comportamiento en el interior del mismo con el valor que toman los grados de libertad nodales.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 2.2.2.3 Matriz rigidez

Gracias a la facilidad de cálculo por parte de las computadoras el problema se formula mediante el uso de matrices. Mediante estas se define el comportamiento del elemento.

### 2.2.2.4 Ecuaciones

Por último estas matrices se ensamblan, formando así un conjunto de ecuaciones algebraicas, y a través de la cuales se obtendrá los valores referentes a los grados de libertad en los nodos del sistema.

Para entender el proceso descrito anteriormente, se supondrá el problema de la figura 26, el cual corresponde a una placa de dimensiones finitas, sometidas a tracción en sus lados superior e inferior, y que posee un agujero de un determinado radio en su centro.

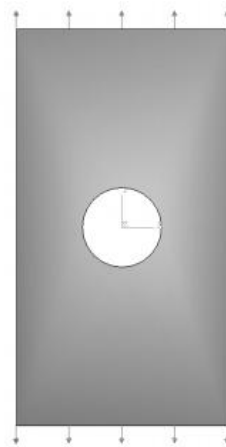


Figura 27 Placa bidimensional

Como vemos en la figura 28, este problema se podría resolver usando una malla formada por elementos triangulares,

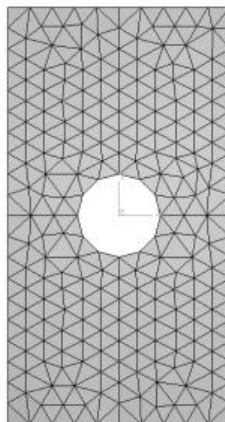


Figura 28 Mallado triangular





## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Como se puede apreciar, la placa queda dividida en elementos triangulares, conectados en sus vértices por lo que serían los nodos. Debido al número y al tipo de geometría de los elementos, el agujero no tendrá forma circular.

En función de que se quiera obtener un resultado más próximo a la realidad, se tendrá que refinar la malla, es decir, reducir el tamaño de los elementos, aumentando así el número de los mismos. De esta manera conseguiríamos una geometría circular más próxima a la real.

A pesar de que el ejemplo tratado sea en un plano bidimensional, el Método de los Elementos Finitos también puede ser aplicado en planos tridimensionales, como es en el caso de este trabajo. Con independencia de su tamaño y geometría podremos obtener el campo tenso-deformacional en su interior.

### 2.3. Aluminio 1100 H-12

Para el conformado de los modelos que se han analizado en este trabajo se ha usado una aleación de aluminio, 1100 H-12. Sobre el cual se han hecho diversos estudios sobre su aplicación en absorción de energía en choques, en ámbitos como el balístico o el de automoción.

Por medio de la tabla 3, se pueden ver las distintas características de este material, así como ciertas variables que permitirán relacionar este material con uno de los modelos constitutivos más usado en la absorción de energía de choques, el modelo de Johnson-Cook.

Propiedad (unidades)	Valor
Densidad, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	2700
Módulo de elasticidad, E (Pa)	65762
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0.3
Límite elástico A (Pa)	148.361
B (Pa)	345.513
n	0.183
Velocidad de deformación de referencia $\dot{\epsilon}_0$ (s <sup>-1</sup> )	1.0
C	0.001
m	0.859
Temperatura de fusión $T_{melt}$ (K)	893
Temperatura de referencia $T_0$ (K)	293
Calor específico, $C_p$ (J/kg/K)	920
Coefficiente Taylor-Quinney, $\alpha$	0.9
D1	0.071
D2	1.248
D3	-1.142
D4	0.0097
D5	0.0

Tabla 3 Propiedades del aluminio 1100 H-12

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 3. Resultados

#### 3.1. Etapa 1

Como ya se ha comentado en el capítulo de metodología, la primera etapa está a su vez compuesta por otras dos subetapas.

##### 3.1.1 Etapa 1.a

##### Esfuerzo

A través de la figura 29, podemos ver las distintas evoluciones de los esfuerzos en el empotramiento desde el momento en que el bloque impacta contra la viga hasta el momento en el que deja de estar en contacto con la misma tras ser proyectado.

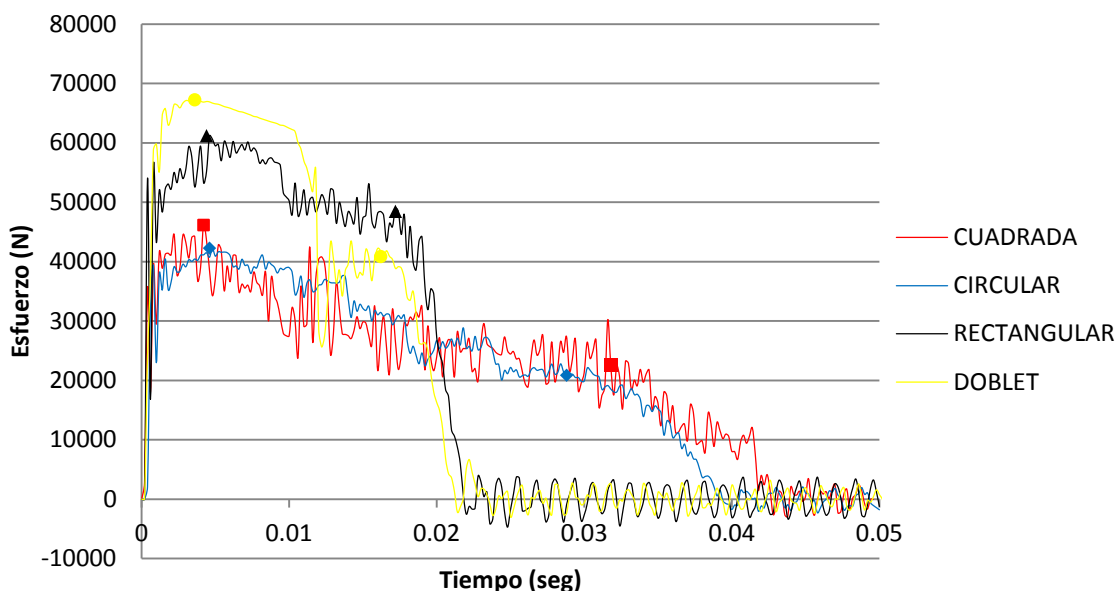


Figura 29 Gráfica des esfuerzos. Etapa 1.a

Para las vigas con sección cuadrada y circular, vemos como sus fuerzas máximas son menores que para las vigas de sección rectangular y en Doble T. Esto es así ya que el momento de inercia de estas dos últimas es mayor. Lo que implica una mayor rigidez generando así mayores esfuerzos máximos y medios, tabla 4.

- $0-t_1$ , llegado a un instante  $t_1$  muy similar para las cuatro vigas, se produce el esfuerzo máximo. Atendiendo a este valor podríamos agrupar por pares a las secciones, de modo que este valor fuese muy parecido por un lado para las secciones cuadradas y circulares y por otro para las secciones rectangulares y en forma de I. Siendo estas para estas últimas mayores dichos esfuerzos, ya que su



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

momento de inercia es mayor, lo que las confiere mayor rigidez y mayor transferencia de esfuerzo al empotramiento.

- $t_1$ - $t_2$  los esfuerzos tienden a disminuir ya que se produce una pérdida de velocidad del bloque lo que provoca que la fuerza ejercida se reduzca también. Este descenso es más prolongado y progresivo para el primer par de vigas que para el segundo, debido a la rigidez. Según esto se podría entender que la deformación máxima es alcanzada antes para aquellas vigas con mayor rigidez, pero no por ello que tengan mayores deformaciones.
- $t_2$ - $t_3$ , los esfuerzos acaban disminuyendo de una forma más drástica para el segundo par, ya que se producen durante periodos de tiempo mucho menores que para los del primero. Durante este periodo la viga tiende a recuperar parte de la forma perdida la cual será más rápida cuanto más rígida sea esta, provocando que una vez frenado el bloque, este sea impulsado adquiriendo una determinada velocidad. Esta fase terminará en el momento en que el bloque deje de estar en contacto con la viga,  $t_3$ .
- Una vez completado todo el proceso solo quedan vibraciones producto de esfuerzos remanentes, que no tienen interés ninguno ni para este ni para siguientes estudios, pues las condiciones en las que se producen estos no están sujetas a condiciones normales si no ideales.

	Fuerza Max (KN)	$t_1$ (seg)	Fuerza defor. (N)	$t_2$ (seg)	$t_3$ (seg)	Fuerza Media (KN)
<b>CIRCULAR</b>	4.238	0.0046	20831.16	0.0288	0.0390	2.6662
<b>CUADRADA</b>	4.6129	0.0042	22585.88	0.0318	0.0426	2.5281
<b>RECTANGULAR</b>	6.1177	0.0044	48440.38	0.0171	0.0216	4.7133
<b>SECCION I</b>	6.7225	0.0036	40824.58	0.0162	0.0210	4.8135

Tabla 4 Resultados de cada viga según su sección. Etapa 1.a

Por último puntualizar que para el primer par, la fuerza media medida a lo largo de todo el proceso es mucho menor que para el segundo par, siendo durante un periodo de tiempo más prolongado.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### Energía

Por medio de la siguiente gráfica, se puede ver la evolución de la energía absorbida por cada tipo de viga durante el impacto, conociendo de esta manera los datos más relevantes para cada uno de los casos.

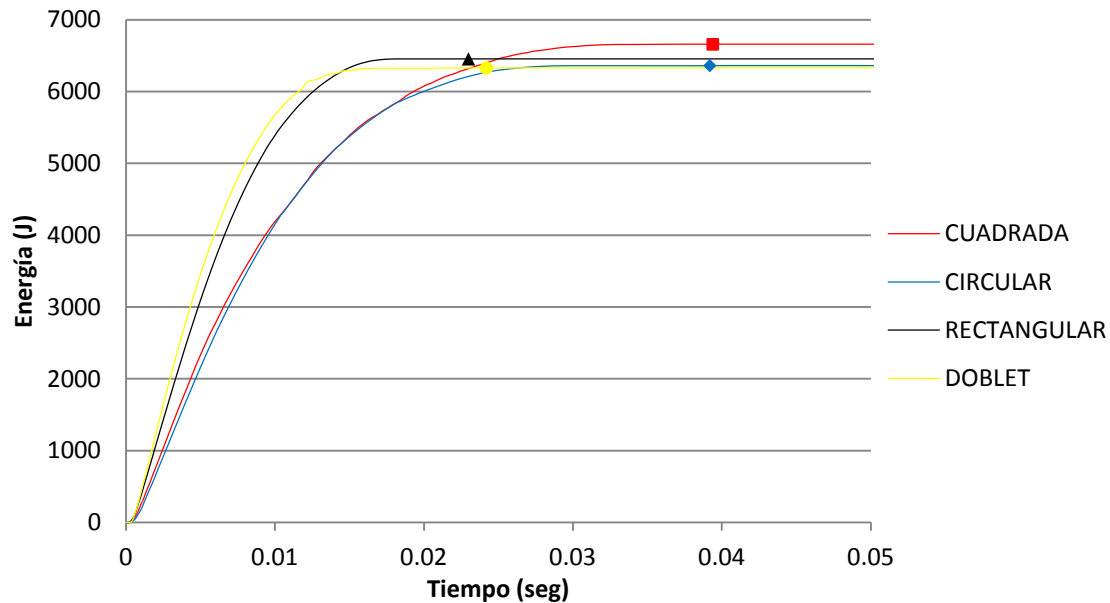


Figura 30 Gráfica de energía absorbida. Etapa 1.a

Observando la figura 30, podemos obtener diferentes ideas:

- $0-t_1$ , La energía máxima absorbida en el instante  $t_1$ , es prácticamente la misma en todos los casos, siendo mayores para los casos de sección cuadrada y rectangular.
- En esta ocasión las vigas se agrupan por pares según la rigidez teniendo como variable diferenciadora el instante al que se llega a la energía absorbida máxima. Siendo menor para los casos de mayor rigidez.
- Las pendientes para el primer par son más pronunciadas, ya que el proceso de absorción de energía es más que para el segundo debido a la rigidez. De esta forma podemos ver la rapidez con que la energía es absorbida durante el choque.
- La velocidad a la que se absorbe la energía es mayor para los primeros casos, pues se alcanzan antes los valores máximos.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

	Energía Max (KJ)	T (seg)	Energía Media (KJ)	Velocidad (KJ/seg)	Ratio (KJ/kg)
<b>CIRCULAR</b>	6.362	0.0392	6.078	162.29	6.424
<b>CUADRADA</b>	6.658	0.0394	6.354	168.98	6.717
<b>RECTANGULAR</b>	6.456	0.023	6.269	280.69	6.522
<b>SECCION I</b>	6.328	0.024	6.167	263.67	6.32

**Tabla 5 Resultados de la energía absorbida por cada viga según la sección. Etapa 1.a**

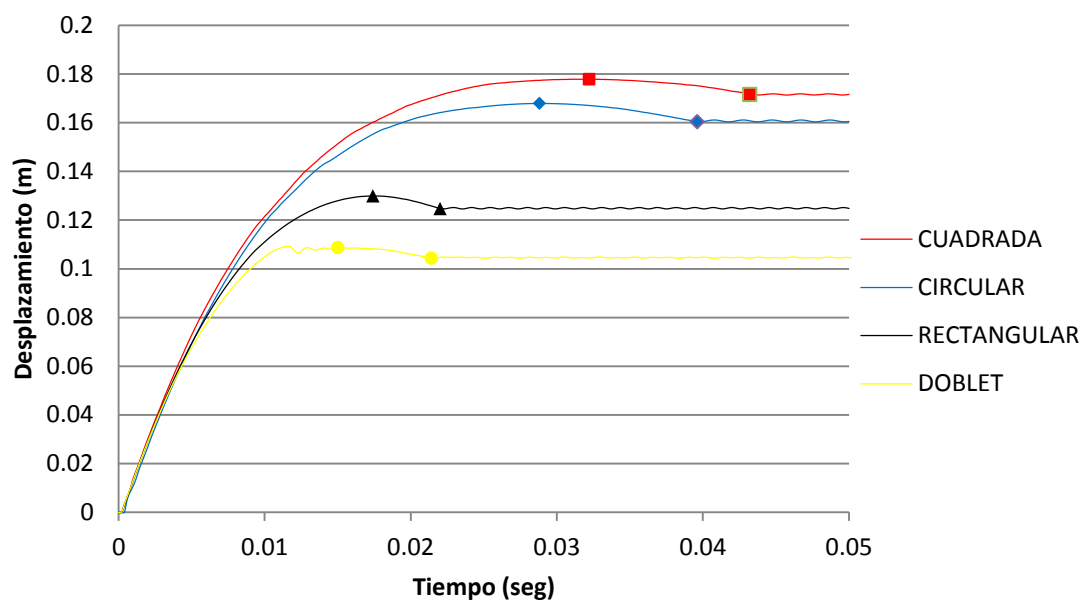
Según el ratio de energía por masa utilizada en cada viga, y con apenas diferencia, las secciones más eficientes son las cuadradas y rectangulares, seguidas de las circulares y las de doble T.

Como veremos en el siguiente análisis, la energía absorbida máxima se alcanza más allá del instante en que se ha producido la deformación máxima. Teniendo en cuenta que estos tiempos son prácticamente similares a los obtenidos para  $t_4$  en el análisis de esfuerzos.

Se puede entender que la viga absorbe energía hasta el momento en el que el sólido deja de estar en contacto con la viga.

## Deformación

A continuación, mediante las siguientes gráficas, se podrán ver las deformaciones longitudinales a lo largo del eje Y y las angulares respecto del eje X de la viga.



**Figura 31 Gráfica de desplazamiento. Etapa 1.a**

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

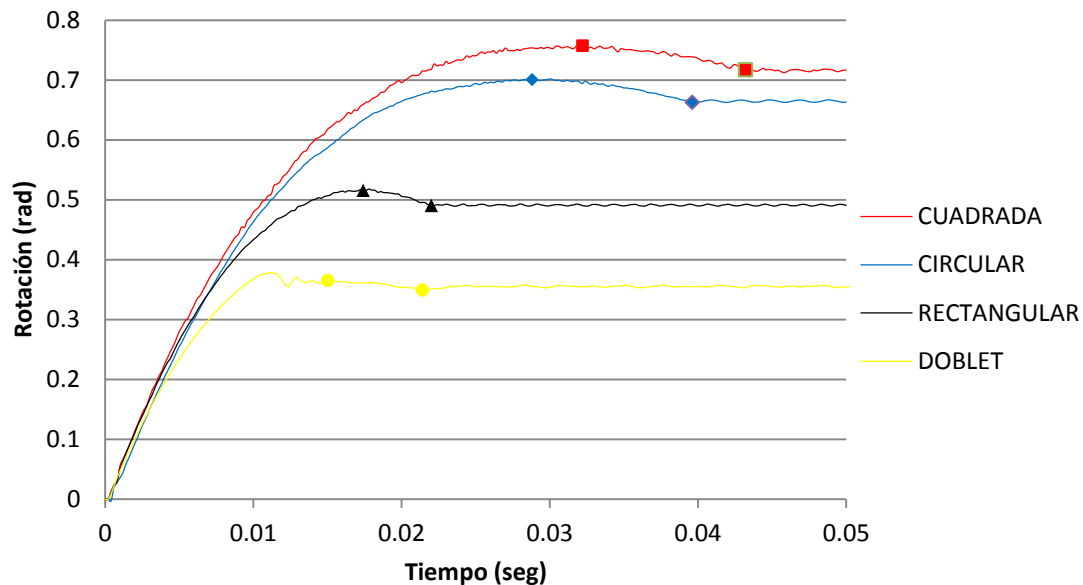


Figura 32 Gráfica de la rotación. Etapa 1.a

Como se puede ver, la forma y progresión de las gráficas de las deformaciones longitudinales y angulares pertenecientes a sus respectivas vigas son iguales, esto es así debido a la relación directa entre ambas, lo que implica que el instante para que se ambos tipos de deformación será el mismo.

Como ha ocurrido en los análisis anteriores, aquellas vigas con similares rigideces tienen gráficas similares, pudiéndose agrupar una vez más por pares.

- $0-t_1$ , para un instante  $t_1$  se llega a la deformación máxima de la viga. Durante las primeas milésimas de segundo la deformación es la misma a medida que el tiempo avanza.
- $t_1-t_2$ , la deformación disminuye progresivamente como resultado de la recuperación parcial de la forma perdida por parte de esta. Llegado a un instante  $t_2$  se alcanza la deformación final con la que permanecerá la viga.

A pesar de que la deformación final para cada una de las vigas es diferente se pueden ver pendientes similares. De esta forma durante las primeras milésimas de segundo la deformación es la misma así como la velocidad, mientras que a medida que avanza el tiempo y aumentan las dos deformaciones, se puede apreciar con mayor claridad las diferencias entre estos pares por rigidez:

1. Los casos más rígidos tienen deformaciones menores que se suceden durante tiempos bajos, dando lugar a mayores desaceleraciones del bloque. Esto se traduce con una reducción del ángulo de la pendiente la cual finaliza con una curva más pequeña.
2. Los casos menos rígidos tienen deformaciones mayores y más prolongadas en el tiempo, dando lugar a menores desaceleraciones del bloque. Esto se traduce en

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

una reducción del ángulo de la pendiente no tan pronunciada como en los casos más rígidos, la curva final se prolonga más en el tiempo.

	Deformación max (m)	$t_1$ (seg)	Deformación final (m)	$t_2$ (seg)	Velocidad (m/seg)	Ratio (m/Kg)
CIRCULAR	0.168	0.0288	0.172	0.043	5.833	0.168
CUADRADA	0.178	0.0322	0.160	0.039	5.528	0.178
RECTANGULAR	0.130	0.0174	0.125	0.022	7.471	0.130
SECCION I	0.109	0.0152	0.104	0.021	7.171	0.109

	Deformación angular (rad)	$t_1$ (seg)	Deformación final (rad)	$t_2$ (seg)	Velocidad (rad/seg)	Ratio (rad/Kg)
CIRCULAR	0.757	0.0288	0.717	0.043	26.285	0.757
CUADRADA	0.700	0.0322	0.663	0.039	21.739	0.700
RECTANGULAR	0.516	0.0174	0.490	0.022	29.656	0.516
SECCION I	0.365	0.0152	0.349	0.021	24.013	0.365

Tabla 6 Resultados de las deformaciones para las vigas según su sección. Etapa 1.a

Finalmente se puede asegurar que a mayor rigidez, menor deformación y mayor será la velocidad con la que esta se produzca. Lo que dará a mayores desaceleraciones en el objeto que choque contra la viga.

### Desaceleración

Por último, para terminar de explicar el análisis total, se debe explicar las pérdidas de velocidad por parte del cilindro que impacta.

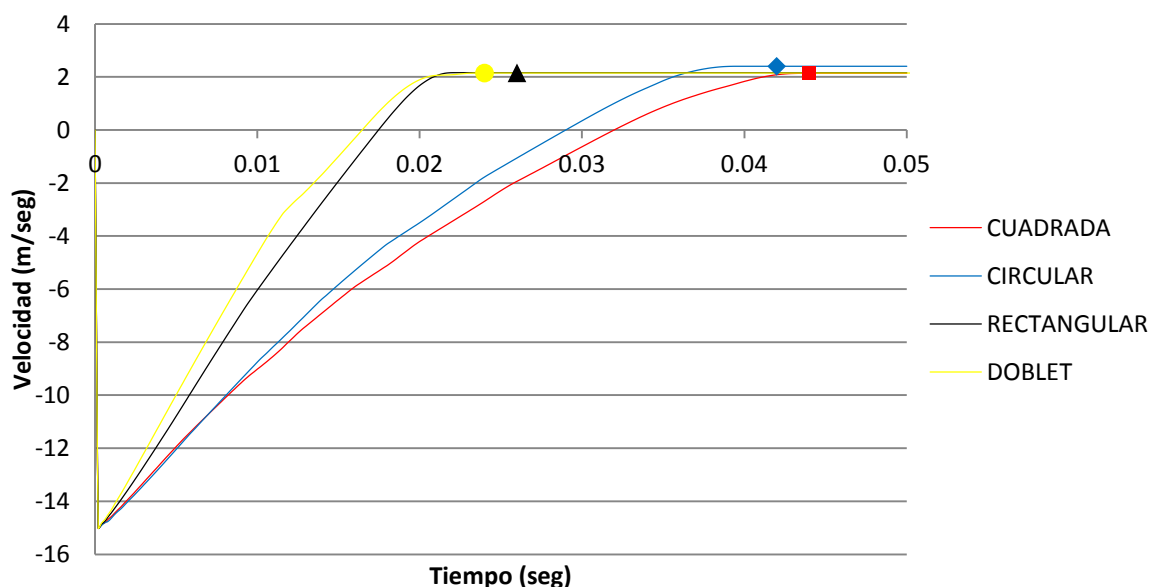


Figura 33 Gráfico de la desaceleración. Etapa 1.a

- $0-t_1$ , la velocidad del cilindro en el caso del par con mayor rigidez disminuye con rapidez, es decir su desaceleración y por tanto el proceso de frenado es mucho

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

más severo. Caso contrario al que ocurre para el otro par, pues como vemos la pendiente se prolonga más a lo largo del tiempo. Llegado un instante  $t_1$  diferente, cada viga consigue reducir la velocidad del sólido a 0 m/seg.

- $t_1$ - $t_2$ , a pesar de que la velocidad final con la que es proyectado el cuerpo en un determinado instante  $t_2$  es muy similar para los cuatro casos. Destaca la velocidad del sólido del caso de la viga de sección circular pues es la mayor de estas. Lo que implica una transferencia de energía al sólido durante la recuperación de la forma de mayor valor que para el resto de secciones. Esta energía se transformará en energía cinética en el sólido.

	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Velocidad final de impulso (m/seg)
<b>CIRCULAR</b>	0.0288	0.037	2.403
<b>CUADRADA</b>	0.0318	0.042	2.135
<b>RECTANGULAR</b>	0.0171	0.026	2.157
<b>SECCION I</b>	0.0162	0.024	2.148

Tabla 7 Resultados de las velocidades para las vigas según su sección. Etapa 1.a

### 3.1.2 Etapa 1.b

Una vez terminada la primera parte del análisis de esta etapa, se realiza un último ensayo, en el que se investigan cuales son las cargas máximas soportadas por cada una de las vigas.

Para ello, se irá aumentando en 5 kg la masa del cilindro que impacta partiendo de los primeros 60 kg, hasta llegar a la carga máxima con la que la viga pueda seguir cumpliendo su función.

Como se ha concluido en la etapa anterior, en un principio cabría pensar que aquellas vigas con mayor rigidez y que se habían deformado menos serían las que soportasen mayores cargas en comparación al par de vigas de menor rigidez, ya que tendrían mayor margen para soportar mayores cargas y sufrir por tanto mayores deformaciones.

Tras realizar estos aumentos de masa se obtienen los siguientes valores,

	Masa máxima (kg)
<b>CIRCULAR</b>	65
<b>CUADRADA</b>	60
<b>RECTANGULAR</b>	95
<b>SECCION I</b>	70

Tabla 8 Máximo peso aguantado por cada viga

A la vista de los datos arrojados en el análisis anterior, contemplamos que la viga de sección rectangular es capaz de soportar cargas mayores, destacando notablemente por



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

encima del resto de vigas. Así se cumple la hipótesis de, a mayor rigidez mayor capacidad de carga y deformación.

De esta manera el resto del estudio se centrará en la viga de sección rectangular, la cual irá sufriendo las diferentes modificaciones hasta llegar hasta el modelo final.

Con el fin de mostrar la respuesta a la carga de 95 kg frente a la de 60 kg, se compararán por medio de gráficas y tablas ambas situaciones repitiendo los análisis anteriormente empleados.

### Fuerza

Como ejemplo de esas comparaciones, en la siguiente gráfica se muestran los esfuerzos resultantes en el empotramiento de la viga con sección rectangular sometida a diferentes cargas provocadas por el cilindro que impacta, con una masa de 60 kg y con otra de 95 kg. Se comentarán los resultados obtenidos así como su evolución a lo largo del tiempo.

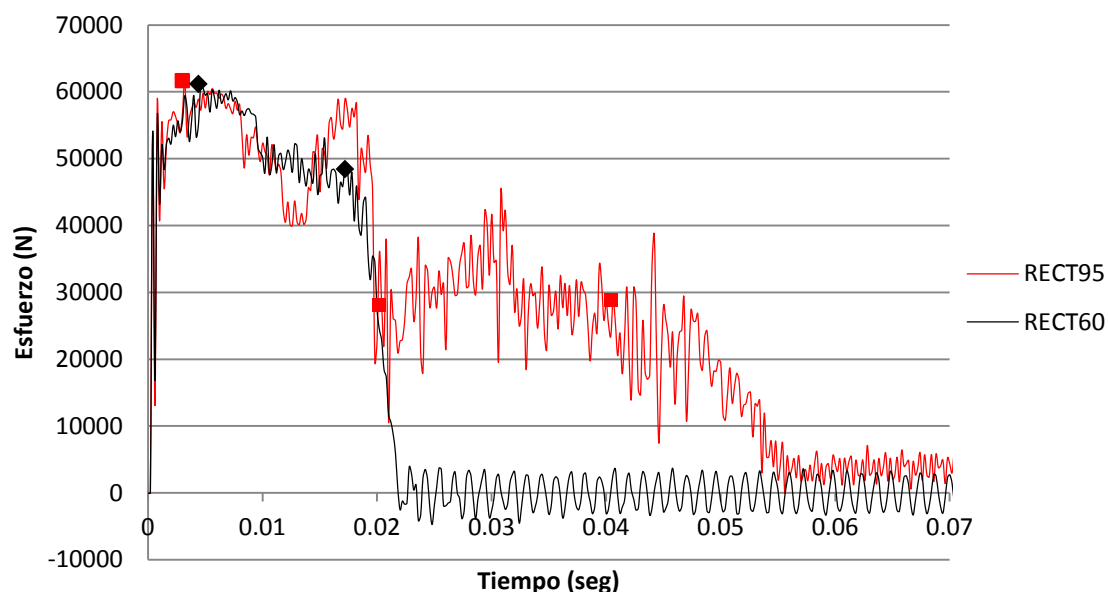


Figura 34 Gráfica des esfuerzos. Etapa 1.b

Como se puede ver los esfuerzos soportados para una carga de 95 kg se suceden durante más tiempo. Esto es normal ya que la carga al ser mayor necesita más tiempo para ser frenada y por tanto mayor tiempo de contacto con la viga, generando esfuerzos a lo largo de un mayor periodo.

No obstante, con fin de explicar mejor la evolución de los esfuerzos, se dividirá la gráfica para una masa de 95 kg en 4 tramos:

- $0-t_1$ , a pesar de que la carga sea mayor, el esfuerzo máximo alcanzado llega a un valor muy próximo al del caso de 60 kg, 61.665 KN, pero ligeramente adelantado en el tiempo,  $t_1$ .

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

- $t_1$ - $t_2$ , apenas se produce reducción de los esfuerzos hasta llegado un punto en el que decaen drásticamente hasta los 37.841 KN para un instante  $t_2$ .
- $t_2$ -  $t_3$ , a pesar de que se ha producido una fuerte reducción de los esfuerzos, estos oscilan creciendo hasta los 42.174 KN para luego descender hasta  $t_3$ , momento en el que se llega a la deformación máxima con una fuerza de 25.878 KN. Esta menor reducción del esfuerzo en este tramo se debe a la última etapa en la cual el sólido acaba por frenarse desde valores muy pequeños de velocidad.
- $t_3$ -  $t_4$ , en este último tramo la reducción vuelve a ser notable pero progresiva, ya que durante este periodo, como ya se ha explicado con anterioridad, la viga recupera parte de su forma perdida e impulsa al sólido con una cierta velocidad en sentido contrario.

	Fuerza Max (KN)	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Fuerza defor. (N)	$t_3$ (seg)	$t_4$ (seg)	Fuerza Media (N)
RECTANGULAR 60Kg	61.178	0.0044	-	48.440	0.0171	0.0216	47.134
RECTANGULAR 95Kg	61.665	0.0030	0.0208	28.878	0.0404	0.0540	48.135

Tabla 9 Resultados de los esfuerzos para las vigas según su masa. Etapa 1.b

Por último, destacar que incluso la fuerza media a lo largo de todo el proceso es muy cercana a la obtenida en el caso de 60 kg, lo cual es un resultado muy bueno, ya que el esfuerzo transmitido es de rangos similares para ambos casos, pero con la diferencia que para el caso de 95 kg, los esfuerzos se suceden durante un periodo mayor. Lo que da lugar a una deformación y deceleración más suave y progresiva en el tiempo.

### Energía absorbida

En este apartado se analizarán los distintos resultados referentes a la energía absorbida durante el proceso de choque.

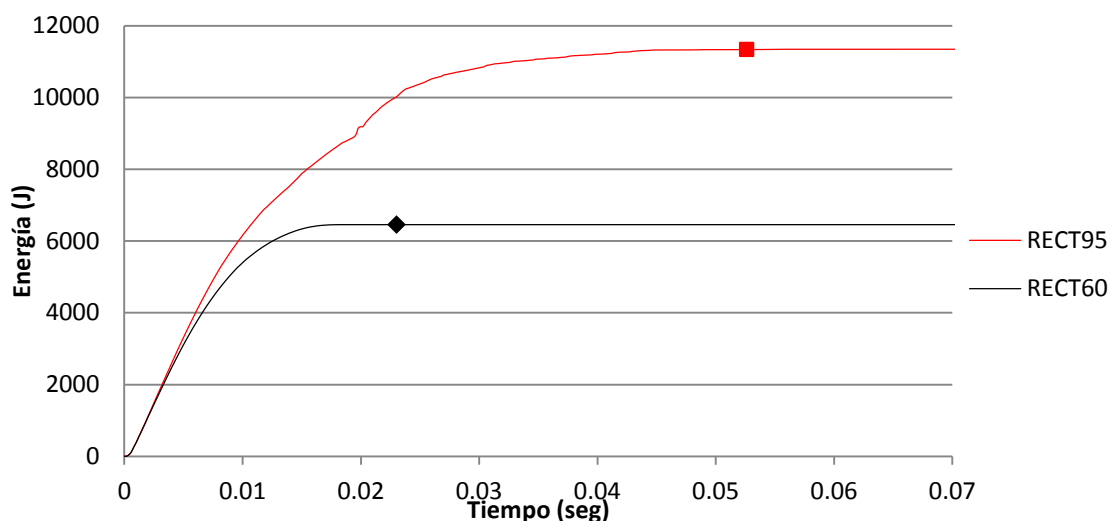


Figura 35 Gráfica de energía absorbida. Etapa 1.b



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

Sabiendo que la nueva masa del cilindro que choca es mayor en un 58% respecto de la primera de 60 Kg, se comentarán los resultados obtenidos, así como las ideas que se recojan de la gráfica:

- 0- $t_1$ , en el instante  $t_1$ , 0.02 segundos, la viga 2 sufre una especie de inflexión, donde la pendiente de la gráfica aumenta, desviándose de lo que sería su trayectoria original. Esto se debe a que hasta llegado ese instante, la energía es absorbida en su mayoría por la parte inferior de la viga próxima al empotramiento, mientras que una vez se pasa este instante la energía termina soportando mayoritariamente por medio de la parte superior próxima al empotramiento.
- 0- $t_1$ , para un instante  $t_1$  de 0.04 segundos la energía máxima absorbida por la viga de 95 kg es de 11.349 KJ, un 75.78% superior a la absorbida por la de 60 kg. Siendo el tiempo para que la viga 2 alcance esa deformación, de 0.04 segundos, un 73.91% más que para la viga 1 que es de 0.023 segundos. Lo cual es normal pues a mayor masa más tiempo se necesitará para frenar a la misma.

La energía media a lo largo del proceso es de 10.696 KJ, un 70,63% mayor a la que sucede para la primera viga.

Mientras que el ratio de energía absorbida por masa empleada en la viga de 60 kg, es de 6.33KJ/kg, para la de la viga de 95 kg es, 10.80 KJ/kg, lo que implica un mayor ratio para la segunda viga de entorno al 70.62%.

La velocidad a la que se produce la absorción de energía es muy similar para ambos, puesto que este factor está relacionado con la propia estructura y el material empleado, pues son los mismos.

	Energía Max (KJ)	t (seg)	Velocidad (KJ/seg)	Energía Media (KJ)	Ratio (KJ/kg)
<b>RECTANGULAR 60</b>	6,456	0.023	280,69	6,268	6.33
<b>RECTANGULAR 95</b>	11,349	0.040	283,72	10,696	10.80

Tabla 10 Resultados de la energía absorbida para cada viga según su masa. Etapa 1.b

Sabiendo que en la viscoplasticidad la evolución de las características de los materiales no es lineal ante un impacto, se pueden considerar que los porcentajes obtenidos para la viga que soporta 95 kg son bastante favorables.

En términos energéticos se puede considerar que a pesar de que la viga llega al máximo de masa soportable en 95 kg, su eficiencia es de entorno al 70%.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### Deformación

Otro análisis del estudio es la diferencia en la deformación producida tanto longitudinal como angularmente, exactamente como se ha estudiado en el apartado anterior.

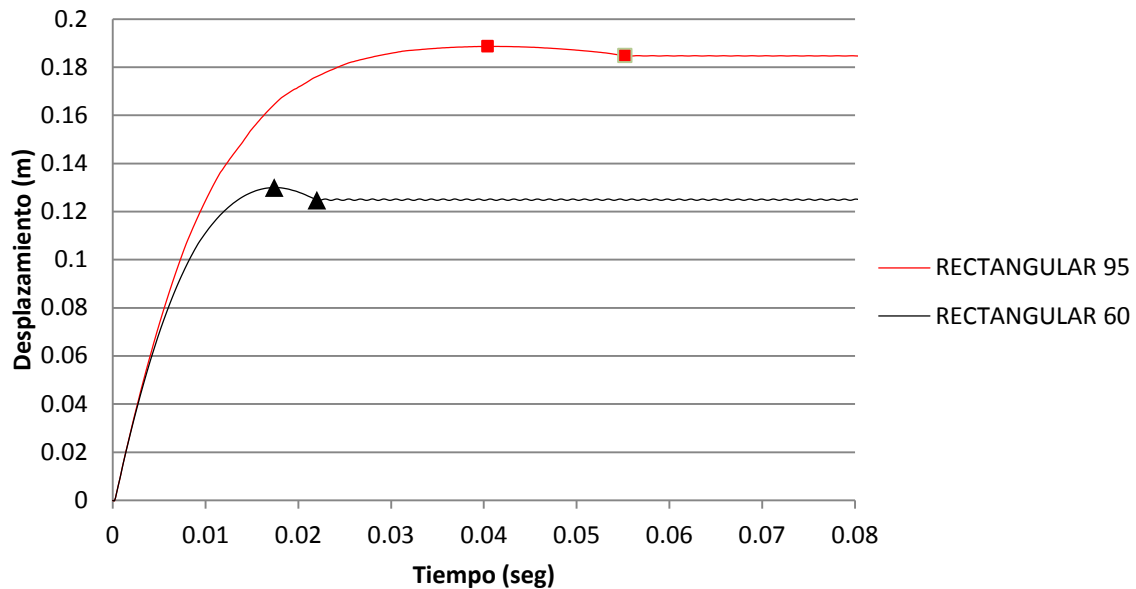


Figura 36 Gráfico de desplazamiento. Etapa 1.b

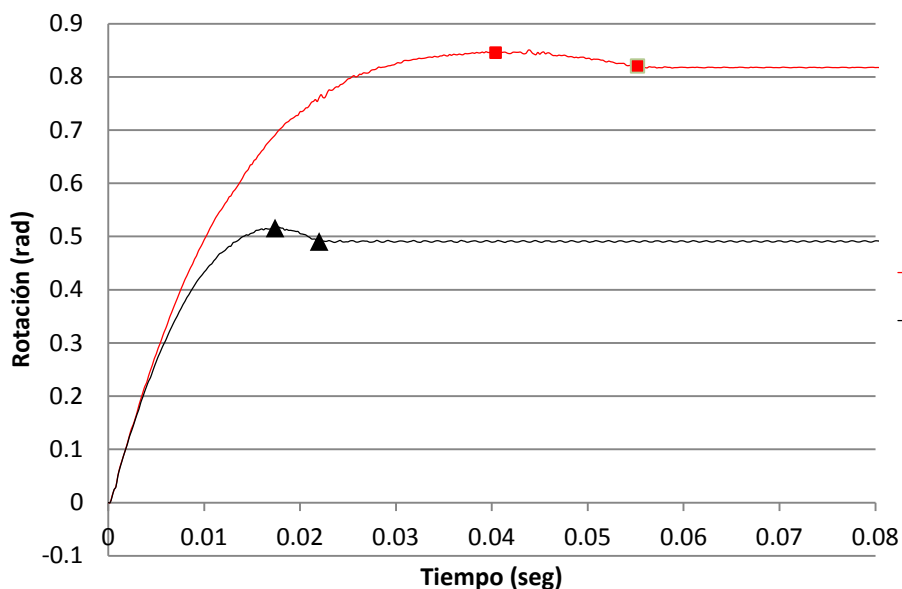


Figura 37 Gráfico de rotación. Etapa 1.b

Mirando detenidamente se puede considerar que la forma y la progresión de las gráficas de ambas vigas tienen ciertas similitudes.

- 0-t<sub>1</sub>, Para la viga 2, las deformaciones máximas obtenidas son 0.188 m y 0.845 rad, las cuales son un 44,61% y 48% superiores a las de la viga 1

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

respectivamente. Siendo el tiempo  $t_1$  mayor, 0.0404 segundos, para el primer caso de 26,4%. Lo que implica que se alcanzan deformaciones bastante importantes en un tiempo mayor en comparación al caso 1.

- $t_1$ - $t_2$ , En el instante  $t_2$ , se termina por recuperar parte de la forma perdida, siendo la deformación final de 0.185 m para el caso 2. En el cual se recuperan 0.003 m frente a los 0.005 m del caso 1.

Las velocidades de deformación obtenidas, son considerablemente más pequeñas en el caso 2, pues el peso que tiene que frenar esta viga es menor que para el caso 1, tomándole más tiempo.

	Deformación max (m)	$t_1$ (seg)	Deformación final (m)	$t_2$ (seg)	Velocidad (m/seg)	Ratio (m/kg)
RECTANGULAR 60	0.130	0.0174	0.125	0.022	7,47	0.131
RECTANGULAR 95	0.188	0.0404	0.185	0.055	4,65	0.189

	Deformación angular (rad)	$t_1$ (seg)	Deformación final (rad)	$t_2$ (seg)	Velocidad (rad/seg)	Ratio (rad/kg)
RECTANGULAR 60	0.516	0.0174	0.490	0.022	29,65	0.521
RECTANGULAR 95	0.845	0.0404	0.82	0.055	20,9	0.854

Tabla 11 Resultados de las deformaciones para las vigas según su masa. Etapa 1.b

### Desaceleración

Para concluir el análisis explicaremos la evolución de la gráfica que representa la desaceleración del cilindro que impacta.

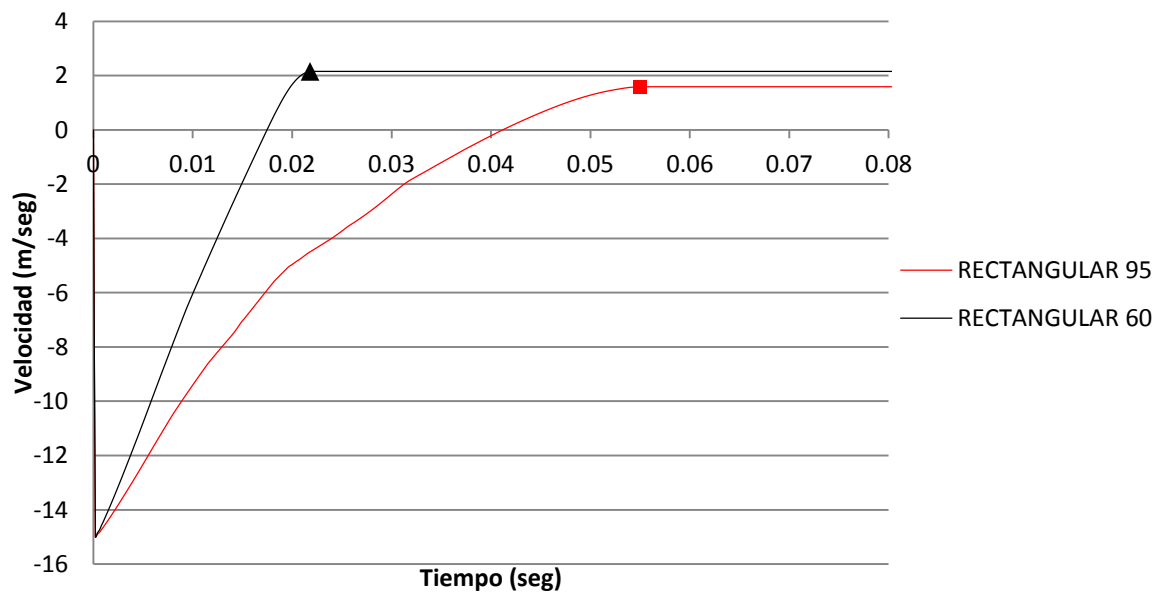


Figura 38 Gráfica de la desaceleración. Etapa 1.b

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

- 0-t<sub>1</sub>, La pendiente de la pérdida de velocidad para el sólido de 95 kg no sigue una progresión lineal como la de 60 kg. La pendiente del segundo caso disminuye en ángulo, lo que significa que a medida que está en contacto con la viga la pérdida de velocidad se dilata más en el tiempo que para el primer caso. De esta forma tarda más en frenar.
- t<sub>1</sub>-t<sub>2</sub>, El cuerpo termina siendo impulsado con una velocidad final menor que para el primer caso, pues la recuperación de la forma por parte de la viga era menor y por tanto albergaba menor energía elástica que transformar como cinética.

	t <sub>1</sub> (seg)	t <sub>2</sub> (seg)	Velocidad final de proyección (m/seg)
RECTANGULAR 60	0,0171	0.021	2.157
RECTANGULAR 95	0,042	0.055	1.584

Tabla 12 Resultados de la velocidad para cada viga según su masa. Etapa 1.b

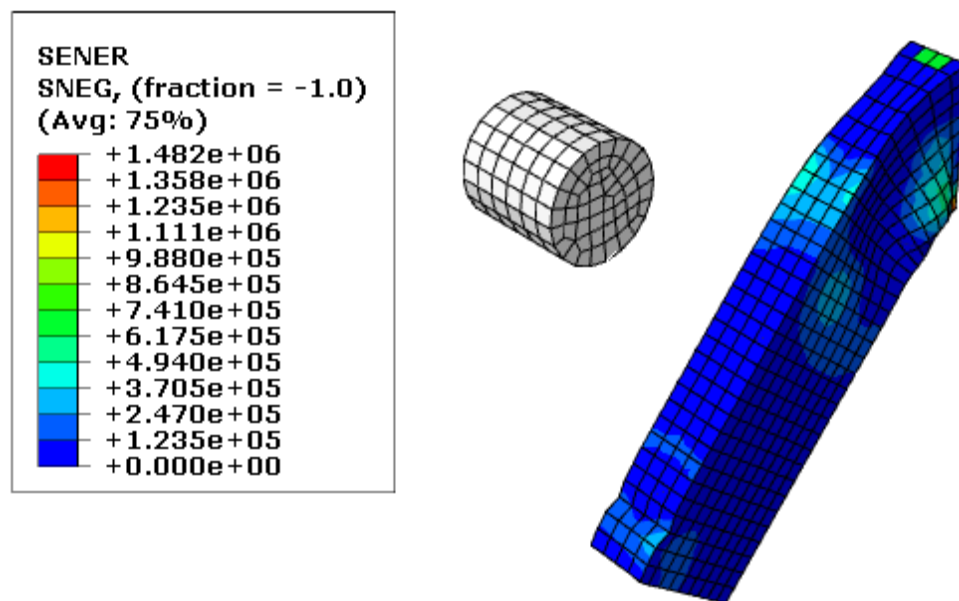


Figura 39 Energía de deformación de la viga Rectangular sometida a un impacto de un masa de 95 kg

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 3.2. Etapa 2

#### 3.2.1 Etapa 2.a

Como se ha comentado en el capítulo referente a la metodología, en esta etapa se comparan los datos obtenidos tras los ensayos de dos vigas, una con espesor variable y la otra con sección variable.

#### Esfuerzo

Por medio del presente análisis se compararán los datos obtenidos tras realizar la prueba correspondiente.

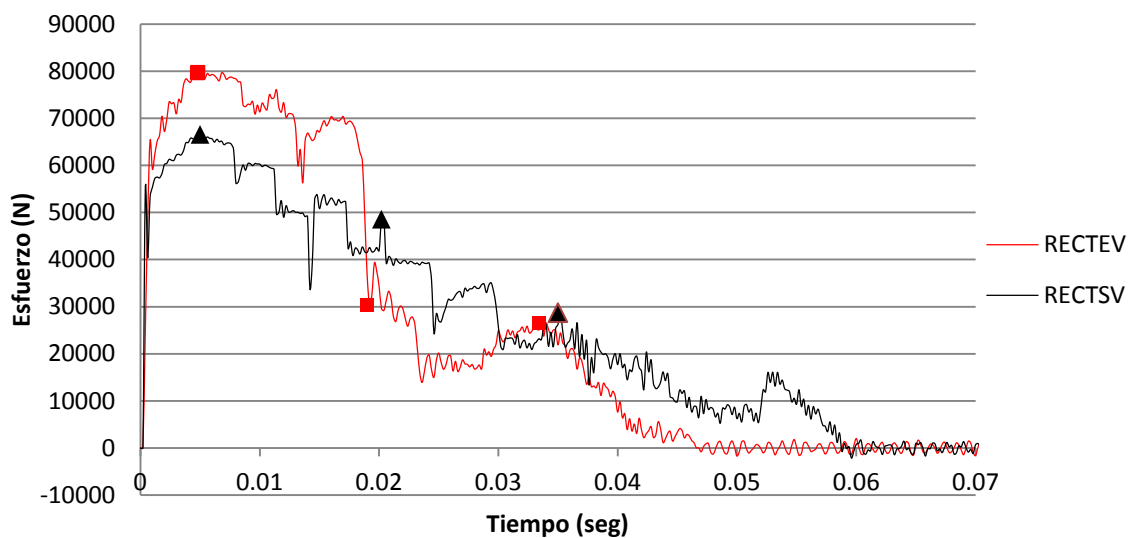


Figura 40 Gráfica de esfuerzo. Etapa 2.a

- $0-t_1$ , a pesar de que el esfuerzo máximo se produce para ambas en un  $t_1$  muy similar, el valor de este es bastante menor para el caso de la viga de sección variable, 66.564 KN, que para el caso de espesor variable, 79.685 KN.
- $t_1-t_2$ , A partir de este momento  $t_1$  ambas vigas reaccionan de forma diferente, pues la viga de sección variable disminuye de manera más progresiva mientras que en la de espesor variable se pueden ver diferentes tramos. Fijándonos en la gráfica para la viga de espesor variable, se puede ver como a partir del momento  $t_1$  el esfuerzo disminuye progresivamente pero llegado un tiempo cercano a  $t_2$  desciende mucho más de manera radical, debido a que el empotramiento tiene que realizar menos trabajo. Siendo los esfuerzos de este último instante de 30.290 KN para el caso de la viga de espesor variable y 48.558 KN para el de la viga de sección variable.
- $t_2-t_3$ , es justo en este instante  $t_2$  cuando el extremo de la viga de espesor variable se hunde produciéndose una deformación en el mismo, la cual durará y frenará

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

el sólido hasta un momento  $t_3$ . De esta forma se libera al empotramiento de parte del esfuerzo.

Se producen fuerzas de deformación máxima, siendo de 28.716 KN para la viga de sección variable y 26.614 KN para la de espesor variable.

- $t_3$ - $t_4$ , para ambas vigas el esfuerzo desciende de manera progresiva, pues el sólido deja de estar en contacto paulatinamente, descargándose así la estructura.

Para la viga de sección variable los esfuerzos tardan más tiempo en disminuir debido a que se produce una recuperación significativa de la forma perdida y por tanto el contacto con el sólido se produce durante un tiempo mayor.

	Fuerza Max (KN)	$t_1$ (seg)	Fuerza <sub>2</sub> (KN)	$t_2$ (seg)	Fuerza defor. (KN)	$t_3$ (seg)	$t_4$ (seg)	Fuerza Media (KN)
ESPESOR VAR.	79.685	0.0048	30.290	0.019	26.614	0.0334	0.0466	65.880
SECCION VAR.	66.564	0.005	48.558	0.020	28.716	0.035	0.0596	53.998

Tabla 13 Resultados de los esfuerzos para las vigas según su constitución. Etapa 2.a

A continuación se analizan las energías absorbidas por parte de ambas vigas y se comentarán los resultados obtenidos,

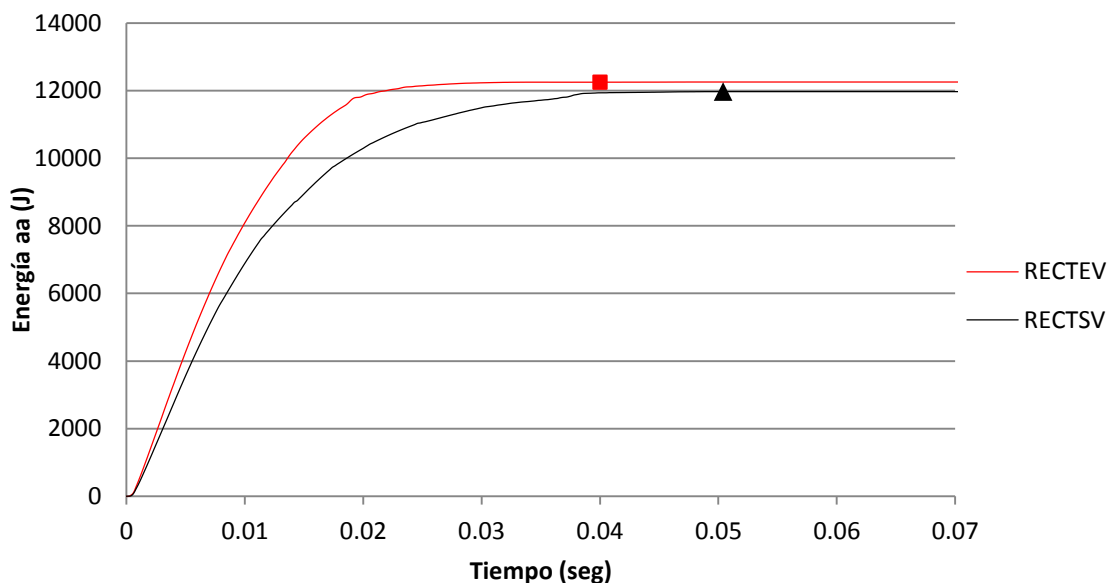


Figura 41 Gráfica de la energía absorbida. Etapa 2.a

- La energía absorbida es prácticamente la misma en ambos casos. Llegándose al máximo en tiempos diferentes. La energía absorbida por viga de sección variable es de 11.974 KN mientras que la que absorbe la viga de espesor variable es ligeramente superior, 12.254 KJ.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

- La pendiente para la viga de espesor variable es más pronunciada pues se llega antes a la deformación máxima, caso contrario al que ocurre en la otra viga. Lo que se traduce en una mayor velocidad de absorción de energía para el primer caso.

Atendiendo al ratio de energía absorbida por masa empleada en la viga, la viga de espesor variable es la que mejor resultado presenta.

	Energía Max (KJ)	$t_1$ (seg)	Velocidad (KJ/seg)	Energía Media (KJ)	Eficiencia (KJ/kg)
SECCIÓN VAR.	11.974	0.040	299.35	6.268	11.336
ESPESOR VAR.	12.254	0.050	245.08	10.696	11.751

Tabla 14 Resultados de la energía absorbida para las vigas según su constitución. Etapa 2.a

### Deformación

A través de las siguientes gráficas se podrá ver la evolución de las deformaciones de las dos vigas analizadas,

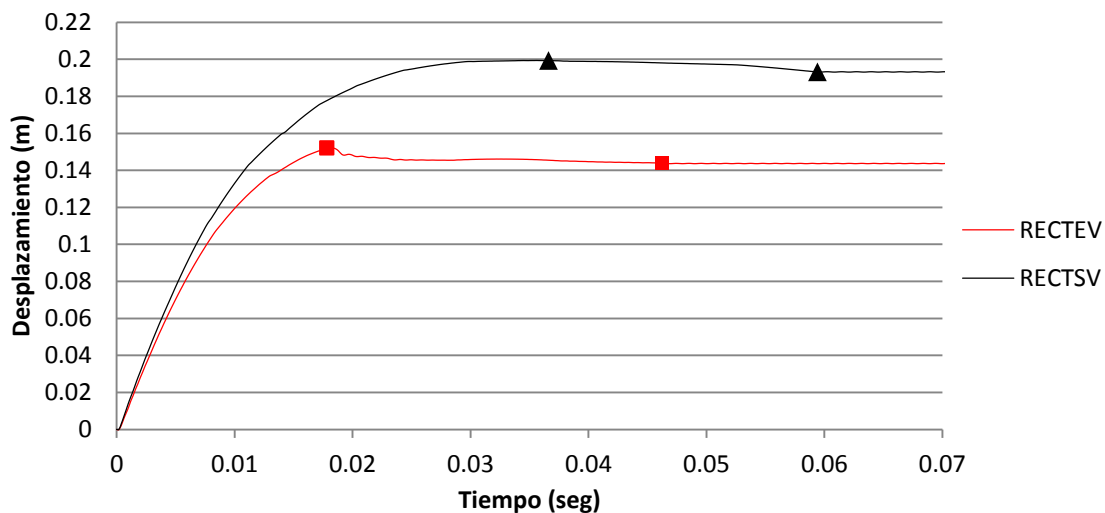


Figura 42 Gráfica de desplazamiento. Etapa 2.a

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

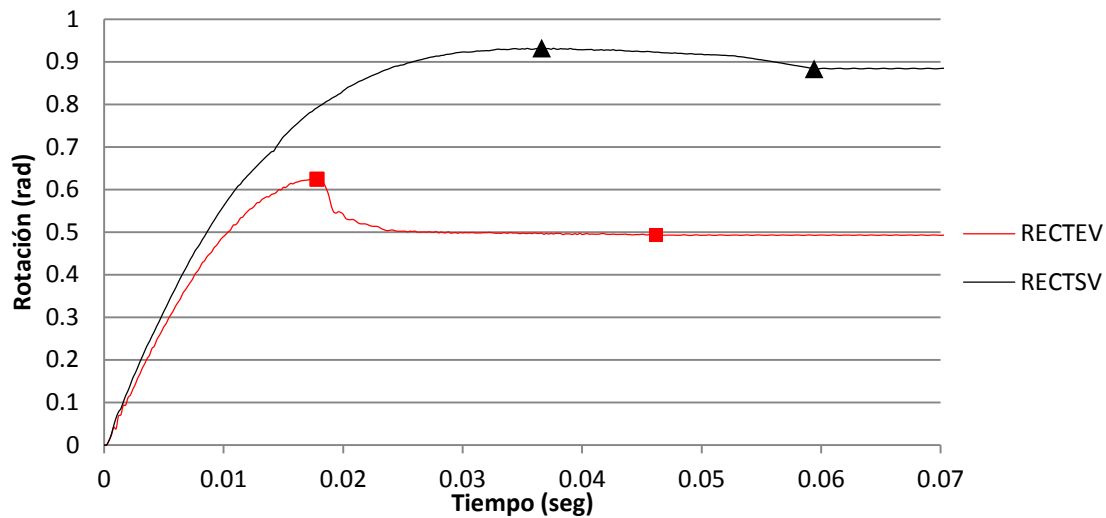


Figura 43 Gráfica de rotación. Etapa 2.a

- $0-t_1$ , la deformación máxima, tanto angular como longitudinal, de la viga de espesor variable alcanzada en un instante  $t_1$  es menor que para la viga de sección variable, siendo 0.152 m y 0.0178 rad, y 0.199 m y 0.0366 rad respectivamente.

A pesar de que un primer momento la flexión se produzca cerca del empotramiento, el resto se realiza en el extremo superior de la misma. En el cual se producen una serie de pliegues que se encargan de frenar finalmente el sólido. Mientras que para el caso de la viga con sección variable esta deformación se produce cerca del empotramiento, como en los casos anteriores, lo que implica un mayor ángulo de deformación y por tanto una mayor deformación final.

- $t_1-t_2$ , llegado a un instante  $t_2$ , las deformaciones finales son 0.144 m y 0.046 rad para la viga de espesor variable, y 0.193 m y 0.888 rad para la viga de sección variable.

La deformación recuperada en ambos casos es prácticamente la misma, pero con la diferencia de que para el caso de sección variable esta se produce de una forma más progresiva, tal y como ocurría en los anteriores análisis, mientras que para el otro caso esta recuperación se produce de una forma más drástica, con una parábola convexa. Siendo estas deformaciones finales

	Deformación max (m)	$t_1$ (seg)	Deformación final (m)	$t_2$ (seg)	Velocidad (m/seg)	Ratio (m/kg)
SECCIÓN VAR.	0.199	0.0366	0.193	0.059	5.4	0.199
ESPESOR VAR.	0.152	0.0178	0.144	0.046	3.8	0.152

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

	Deformación angular (rad)	$t_1$ (seg)	Deformación final (rad)	$t_2$ (seg)	Velocidad (rad/seg)	Ratio (rad/kg)
SECCIÓN VAR.	0.93	0.0366	0.888	0.059	25.83	0.93
ESPESOR VAR.	0.0624	0.0178	0.494	0.046	0.35	0.0624

Tabla 15 Resultado de las deformaciones para las vigas según su constitución. Etapa 2.a

## Desaceleración

Por último, se analiza la pérdida de velocidad del cilindro mientras está en contacto con las vigas.

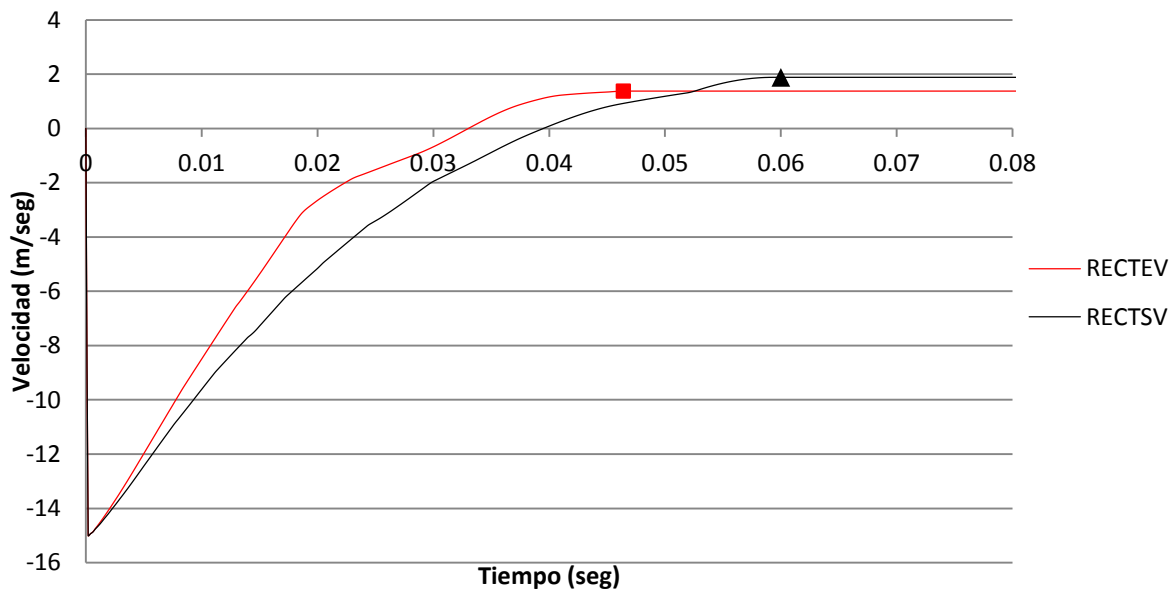


Figura 44 Gráfica de desaceleración. Etapa 2.a

- $0-t_1$ , la desaceleración sufrida por el sólido al impactar contra la viga de espesor variable es mayor que para la otra viga como ya se podía intuir a partir de los anteriores análisis. De esta forma el instante  $t_1$  en el que el sólido llegue a una velocidad 0 se dará antes para el caso de espesor variable.
- $t_1-t_2$ , la velocidad que alcanzará el sólido una vez empujado tras la recuperación de la forma de la estructura, en un instante  $t_2$ , será menor también para el primer caso, 1.37 m/s, que para el segundo 1.88 m/s. Pues la deformación sufrida en el extremo libre es de carácter plástico, por lo que la pequeña energía elástica remanente cerca del empotramiento es la que provoca el empuje del sólido.

	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Velocidad final de impulso (m/seg)
SECCIÓN VAR.	0.039	0.059	1.88
ESPESOR VAR.	0.033	0.046	1.37

Tabla 16 Resultados de velocidades para las vigas según su constitución. Etapa 2.a

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 3.2.2 Etapa 2.b

A continuación se plantearán los resultados obtenidos de los ensayos realizados a la estructura resultante de la suma de las características de las dos anteriores.

#### Esfuerzo

Por medio del presente análisis se compararán los datos obtenidos tras realizar la prueba correspondiente a esta etapa.

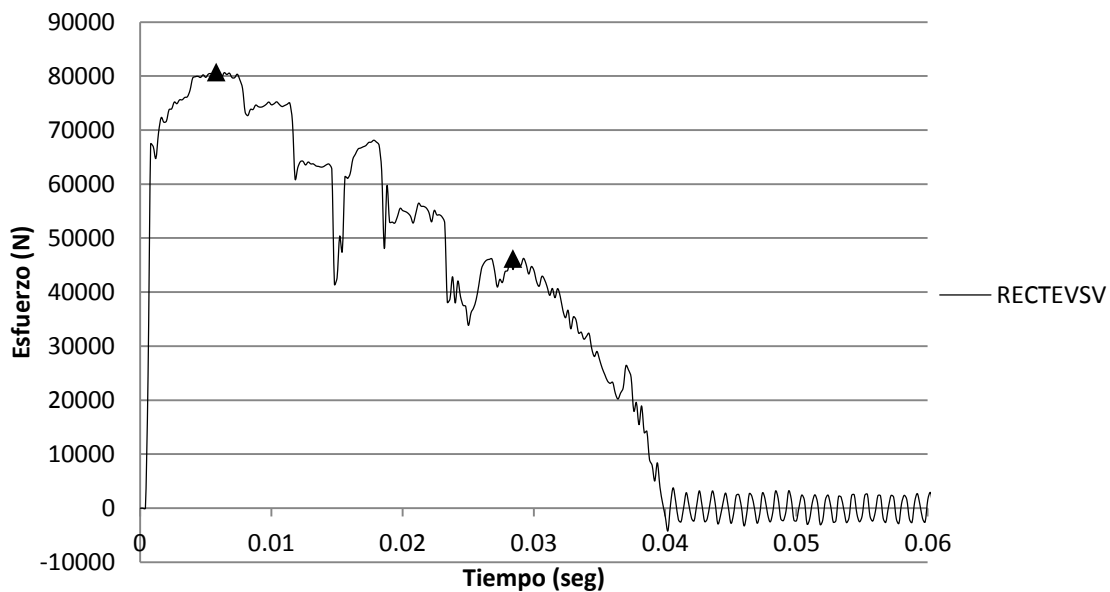


Figura 45 Gráfica de esfuerzos. Etapa 2.b

Como se puede observar en la gráfica, se pueden diferenciar dos zonas, con similares características a las de las gráficas de la etapa 2.a,

- $0-t_1$ , se alcanza un esfuerzo máximo de 80.751 kN a los 0.0058 segundos.
- $t_1-t_2$ , durante este tramo se produce el frenado del sólido, vemos que al igual que sus antecesores los esfuerzos no disminuyen progresivamente ya que se producen grandes variaciones donde se pueden ver notablemente picos. Lo cual se puede entender como característico de secciones rectangulares.
- $t_2-t_3$ , en un instante de 0.028 segundos se produce la deformación máxima generando un esfuerzo de 46.232 kN. A partir del cual desciende progresivamente hasta llegar a un tiempo de 0.0396 segundos.

	Fuerza Max (kN)	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Fuerza defor. (kN)	$t_3$ (seg)	Fuerza Media (kN)
SECCIÓN Y ESPESOR VAR.	80.751	0.0058	0.028	46.232	0.0396	51.272

Tabla 17 Resultados de los esfuerzos para viga de espesor y sección variable. Etapa 2.b

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

A pesar de que la masa máxima del sólido sea de 120Kg frente a los 110Kg utilizados para los dos casos de la etapa2.a, los esfuerzos son del mismo orden, lo cual indica que la combinación de ambas configuraciones da robustez a la viga.

Por último señalar la similitud con la gráfica de la viga de espesor variable.

### Energía absorbida

Con ayuda de la siguiente gráfica, se dispone a explicar los resultados obtenidos durante la simulación.

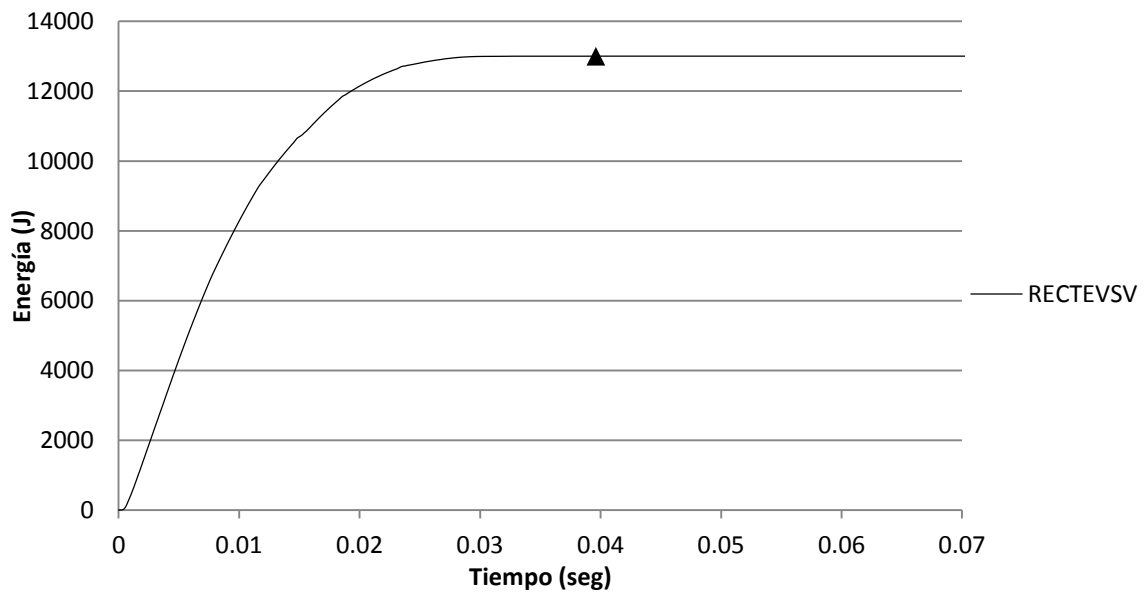


Figura 46 Gráfica de energía absorbida. Etapa 2.b

- La gráfica tiene claras similitudes con la gráfica obtenida para la viga de espesor variable.
- Partiendo de lo anteriormente dicho, la pendiente tendrá un comportamiento similar, de modo que la deformación se producirá en un corto lapso de tiempo, por lo que la velocidad de absorción de energía será alta.
- Atendiendo al ratio de energía absorbida por masa empleada en la viga, vemos como hay una clara mejora respecto de las anteriores.

	Energía Max (KJ)	$t_1$ (seg)	Velocidad (KJ/seg)	Eficiencia (KJ/kg)
SECCIÓN Y ESPESOR VAR.	13.000	0.036	361.11	13.000

Tabla 18 Resultados de la energía absorbida por viga de espesor y sección variable. Etapa 2.b

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### Deformación

A continuación se plantean las dos gráficas referentes a las deformaciones sufridas por la viga durante el proceso.

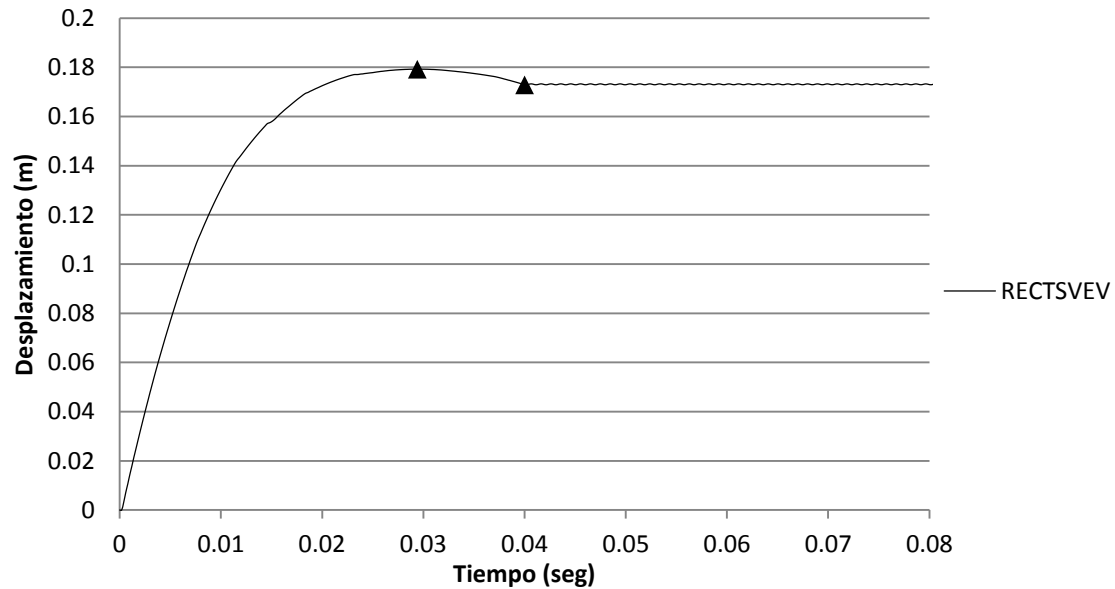


Figura 47 Gráfica de desplazamiento. Etapa 2.b

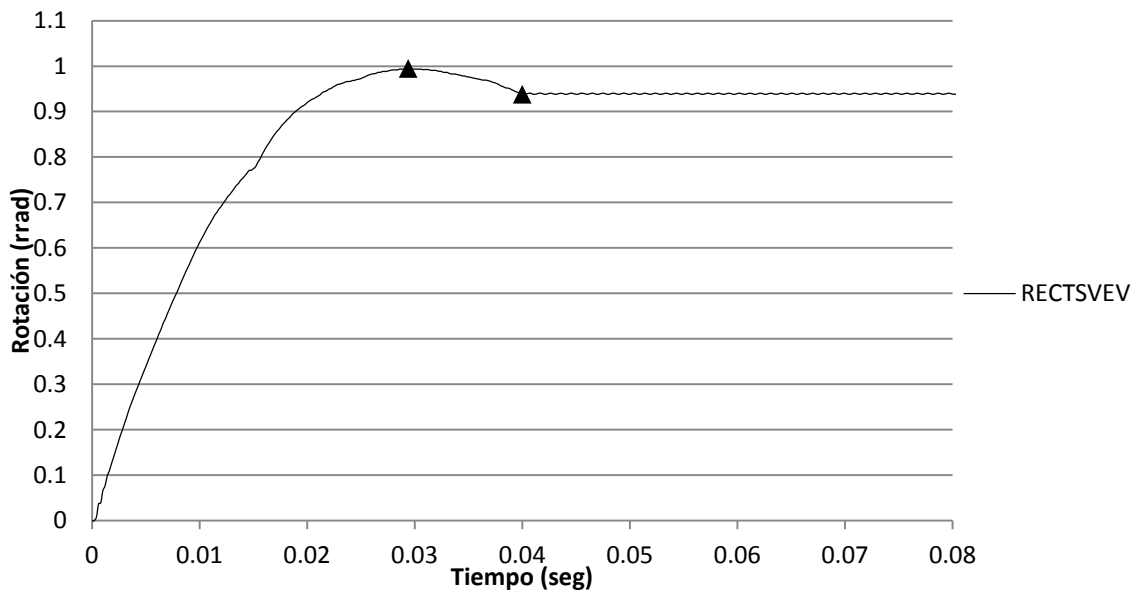


Figura 48 Gráfica de rotación. Etapa 2.b

- 0- $t_1$ , se produce la deformación que aumenta hasta 0.1792 m y 0.99 rad llegado un instante de 0.0294 segundos.
- $t_1$ - $t_2$ , la viga recupera parte de la forma perdida, siendo la deformación final de 0.173 m y 0.938 rad para un instante de 0.040 segundos.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

	Deformación max (m)	t <sub>1</sub> (seg)	Deformación final (m)	t <sub>2</sub> (seg)	Velocidad (m/seg)	Ratio (m/kg)
SECCIÓN Y ESPESOR VAR.	0.179	0.029	0.173	0.0294	1.036	0.179

	Deformación angular (rad)	t <sub>1</sub> (seg)	Deformación final (rad)	t <sub>2</sub> (seg)	Velocidad (rad/seg)	Ratio (rad/kg)
SECCIÓN Y ESPESOR VAR.	0.99	0.029	0.938	0.04	34.14	0.99

Tabla 19 Resultados de las deformaciones para la viga de espesor y sección variable. Etapa 2.b

Vemos que tanto la deformación como la recuperación de la misma así como la zona donde se produce son muy similares a las producidas en las vigas de sección variable. Con valores menores que esta pero bastante superiores a la viga de espesor variable, haciendo esta última la más eficiente.

## Desaceleración

Para finalizar se describirá la evolución del sólido durante todo el proceso.

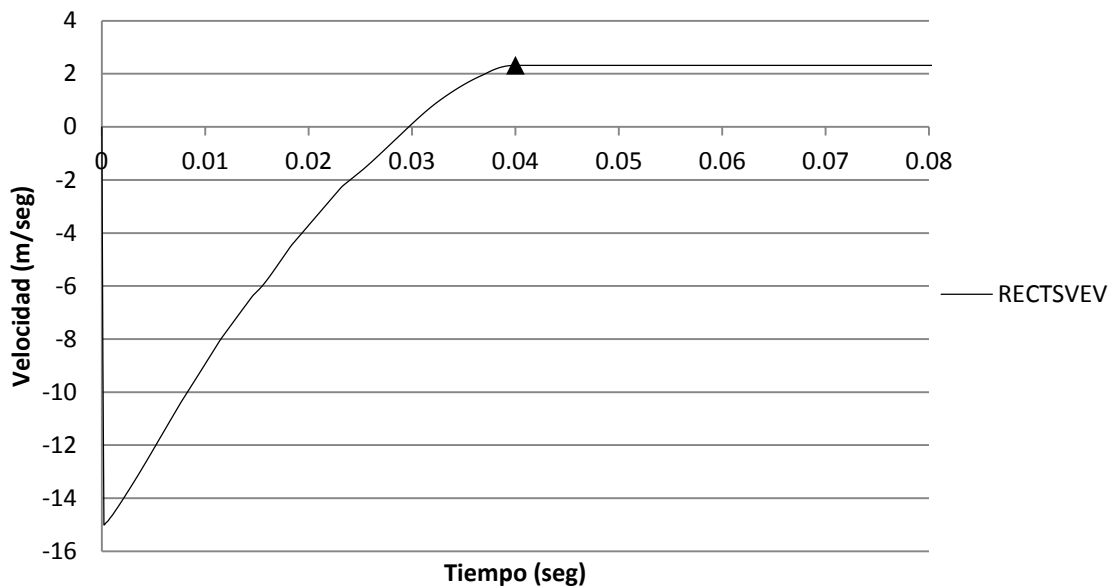


Figura 49 Gráfica de desaceleración. Etapa 2.b

- La pendiente para este caso es más pronunciada a pesar de que se emplee una masa mayor para el sólido. Por lo que ya sabemos, la desaceleración será muy rápida.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

- La velocidad que alcanzará el sólido una vez empujado es la mayor de las 3, pues a pesar de que la estructura tenga cierta robustez, esta es capaz de transmitir más energía al sólido, impulsándole con mayor velocidad.

	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Velocidad final de impulso (m/seg)
SECCIÓN Y ESPESOR VAR.	0.0294	0.039	2.32

Tabla 20 Resultados de la velocidad para la viga de sección y espesor variable. Etapa 2.b

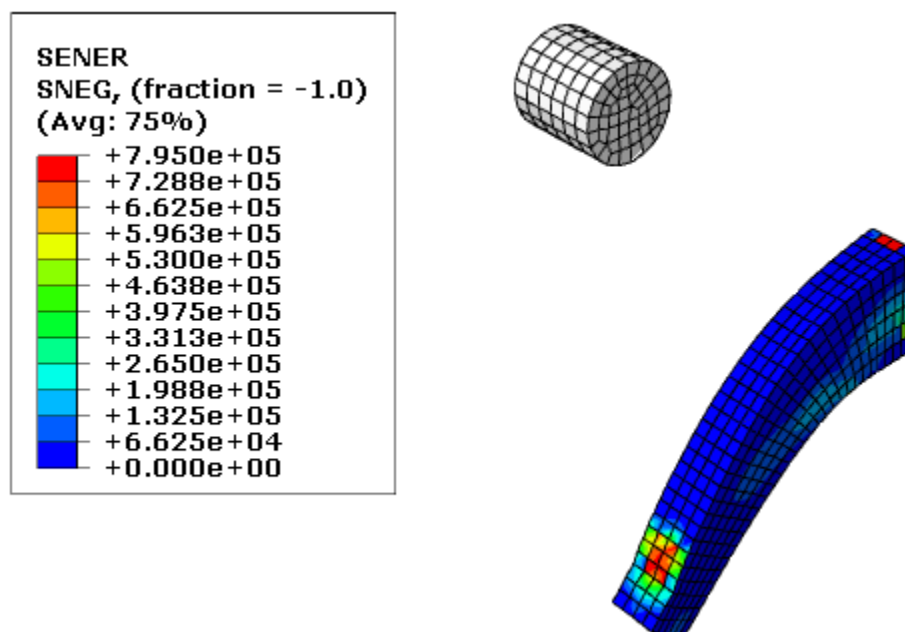


Figura 50 Energía de deformación para la viga de sección y espesor variable



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 3.3. Etapa 3

#### Esfuerzo

En esta tercera etapa se presentarán los resultados obtenidos de la simulación realizada para la correspondiente estructura,

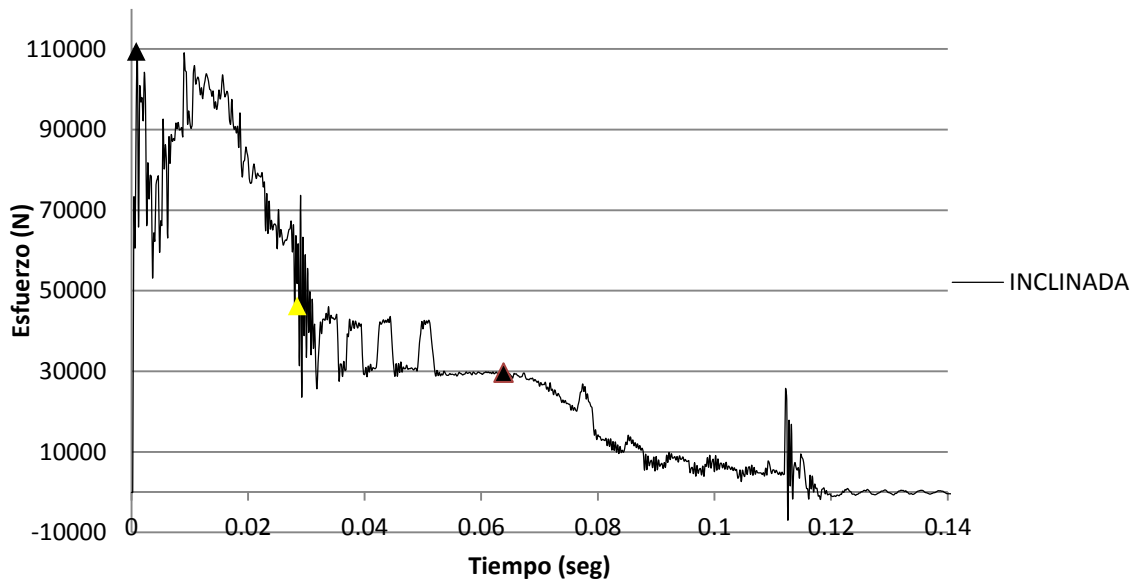


Figura 51 Gráfica de esfuerzos. Etapa 3

- $0-t_1$ , se alcanza instantáneamente el esfuerzo máximo en el empotramiento, siendo de 109.424 KN para un tiempo de 0.0008 segundos.
- $t_1-t_2$ , los esfuerzos disminuyen rápidamente, pues en este tramo es donde se produce la mayor parte de la desaceleración del sólido, pasando del esfuerzo máximo señalado antes hasta una fuerza de 46.232 KN.
- $t_2-t_3$ , disminuyen los esfuerzos más lentamente, pues la velocidad del sólido es menor y la oposición a tracción de la parte superior cercana al empotramiento es mayor. Alcanzando en un instante de 0.0638 segundos un esfuerzo de deformación máxima de 29.678 KN.  
Como se verá en el último análisis, la pérdida de velocidad se producirá durante un periodo de tiempo mayor al que hasta ahora se ha podido observar.
- $t_3-t_4$ , durante este último periodo se producen los esfuerzos propios de la recuperación de la forma de la viga, y por consiguiente del impulso del sólido.

	Fuerza Max (KN)	$t_1$ (seg)	Fuerza 2 (KN)	$t_2$ (seg)	Fuerza defor. (KN)	$t_3$ (seg)	$t_4$ (seg)	Fuerza Media (KN)
INCLINADA	109.424	0.0008	46.232	0.028	29.678	0.0638	0.12	35.581

Tabla 21 Resultados del esfuerzo para la viga inclinada. Etapa 3

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### Energía absorbida

Con ayuda de la siguiente gráfica, se dispone a explicar los resultados obtenidos durante la simulación.

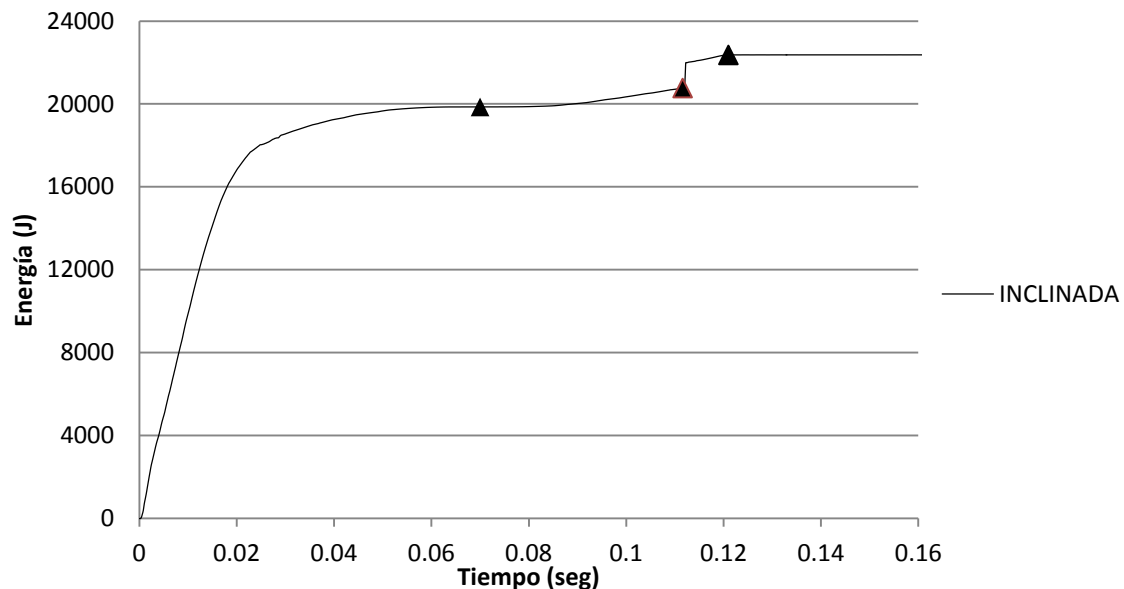


Figura 52 Gráfica de energía absorbida. Etapa 3

Las etapas de absorción de energía por parte de la viga,

- 0- $t_1$ , a lo largo de este periodo el cuerpo está en contacto con la viga, en el cual el sólido pierde velocidad, llegando a un valor máximo de energía absorbida de 19.855 KJ en un instante de 0.07 segundos.
- $t_1$ - $t_2$ , se produce la recuperación de la forma por parte de la viga, la cual aumenta progresivamente junto a la energía hasta un instante de 0.112 segundos.
- $t_2$ - $t_3$ , continúa la recuperación de forma, pero la absorción de energía aumenta de manera más drástica. Partiendo de una energía de 20.767 KJ llegando a un energía máxima de 22.365 KJ en un instante 0.121segundos.

Atendiendo al ratio de eficiencia se observa cómo mejora la estructura analizada, pues a pesar de que la masa del sólido soportado sea del doble, la mejora es de un 50% respecto a la viga analizada en la **etapa 2.b**.

	Energía Max <sub>1</sub> (KJ)	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Energía Max <sub>3</sub> (KJ)	$t_2$ (seg)	Velocidad (KJ/seg)	Eficiencia (KJ/kg)
INCLINADA	19.855	0.07	0.112	22.365	0.121		19.815

Tabla 22 Resultados de la energía absorbida para la viga inclinada. Etapa 3.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### Deformación

Por medio de las siguientes gráficas se tratará de explicar la deformación de la viga.

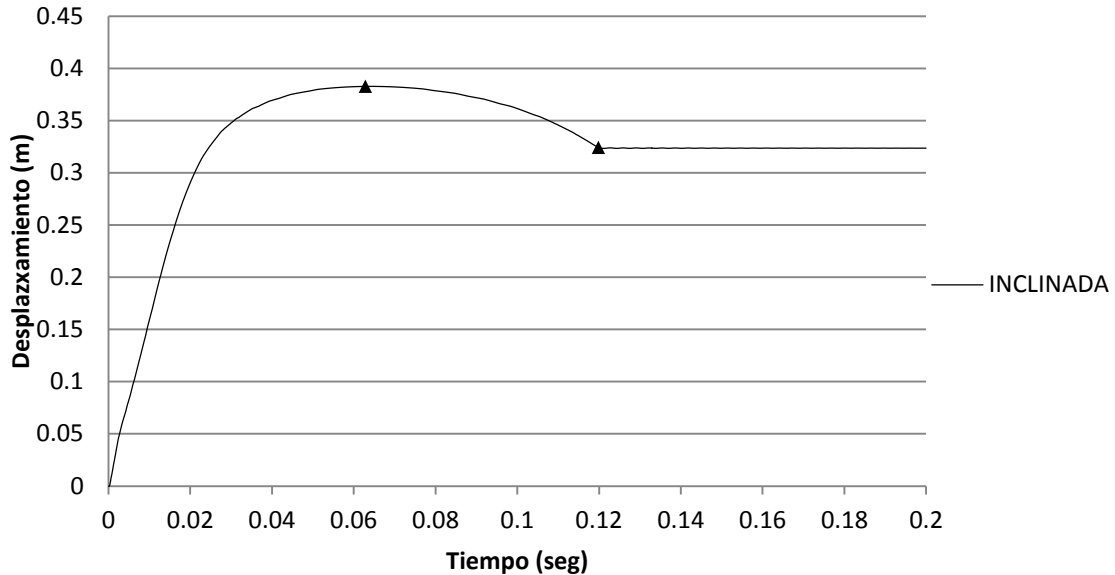


Figura 53 Gráfica de desplazamiento. Etapa 3

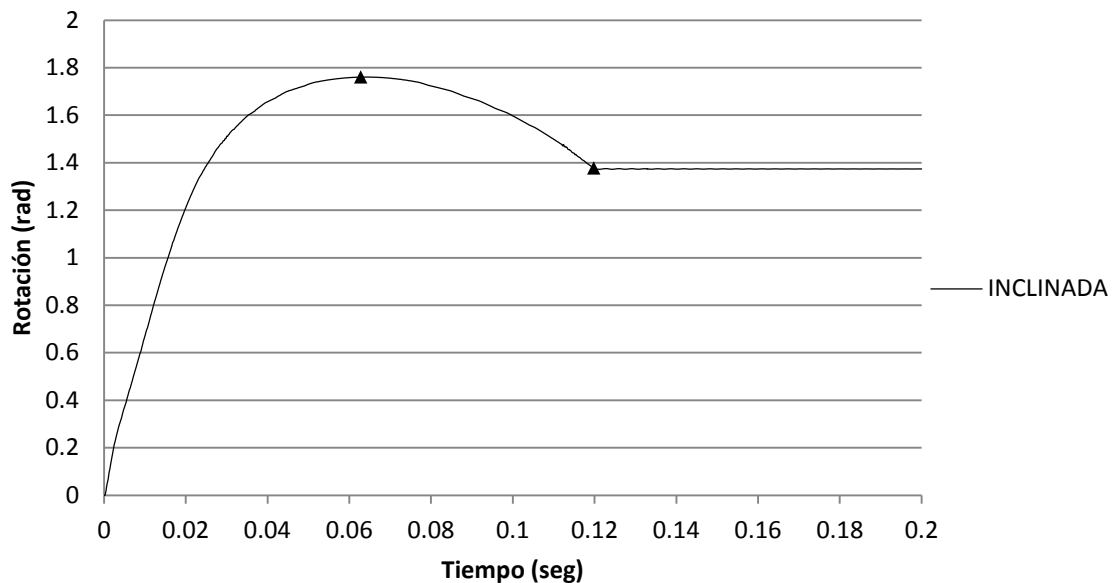


Figura 54 Gráfica de rotación. Etapa 3

- 0- $t_1$ , la viga se deforma llegando a un máximo de 0.383 m y 1.77 rad llegados los 0.063 segundos.
- $t_1$ - $t_2$ , a partir de este momento hasta los 0.12 segundos la viga recupera parte de su deformación, siendo esta finalmente de 0.324 m y 1.37s egundos.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

	Deformación max (m)	$t_1$ (seg)	Deformación final (m)	$t_2$ (seg)	Velocidad (mm/seg)	Ratio (m/kg)
INCLINADA	0.383	0.063	0.324	0.12	6.08	0.83

	Deformación angular (rad)	$t_1$ (seg)	Deformación final (rad)	$t_2$ (seg)	Velocidad (rad/seg)	Ratio (rad/kg)
INCLINADA	1.77	0.063	1.37	0.12	26.98	1.77

Tabla 23 Resultados de deformación para la viga inclinada. Etapa 3

A pesar de lo que nos dicen estos valores se debe puntualizar, pues es de gran interés, que la deformación se puede medir desde el momento en el que la parte inferior del extremo de la viga está en paralelo la parte inferior del empotramiento, según el eje Z.

De esta manera se podría hablar de una deformación, eficaz de 0.139 m y 0.91 rad. Lo que determinaría una deformación final mucho menor que la del resto de vigas para una mayor carga soportada.

Partiendo de esta premisa, el sólido avanzaría 0.115 m, lo cual significaría una gran reducción frente a los casos anteriores.

### Desaceleración

Para finalizar se describirá la velocidad del sólido a lo largo todo el proceso.

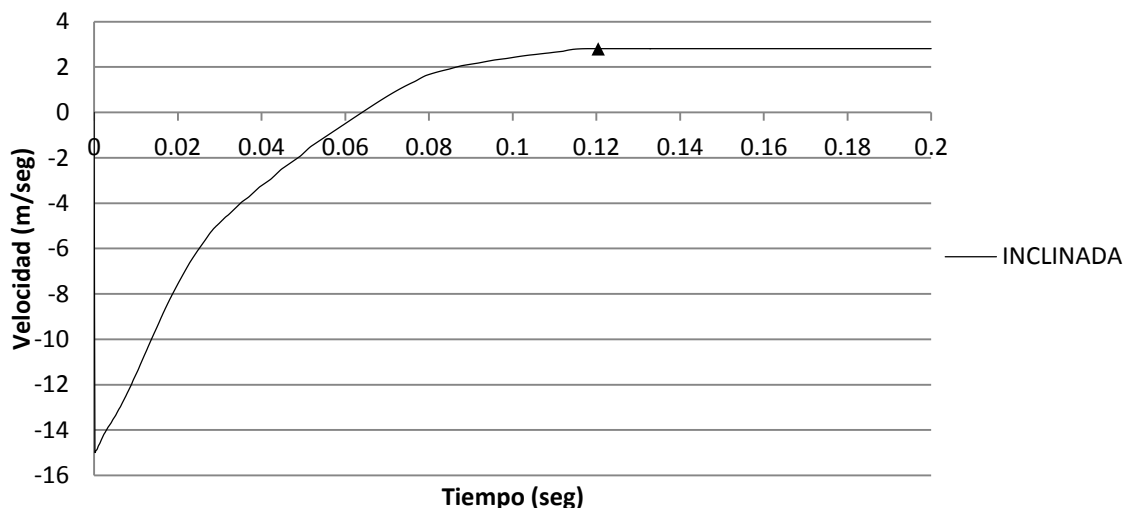


Figura 55 Gráfica de la desaceleración. Etapa 3

- 0- $t_1$ , Como se puede observar, la pendiente tiene un tramo más pronunciado, pues como se dijo en el apartado relativo a esfuerzos el cuerpo sufre una mayor desaceleración. A partir de un instante cercano a los 0.03 segundos, la pendiente tiene menor inclinación y la desaceleración es más suave y progresiva. Llegando a un instante  $t_1$  de 0.0638 segundos donde la velocidad del sólido es nula, coincidiendo con la deformación máxima.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

- $t_1$ - $t_2$ , el esfuerzo que opone a tracción la parte superior de la viga, genera una alta fuerza con la que será impulsado el sólido. Siendo esta velocidad de 2.80m/seg en un instante  $t_2$  de 0.12 segundos. La mayor registrada hasta ahora, a pesar de que la masa del sólido sea 240 kg.

	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Velocidad final de impulso (m/seg)
INCLINADA	0.0638	0.12	2.80

Tabla 24 Resultado de la velocidad para la viga inclinada. Etapa 3

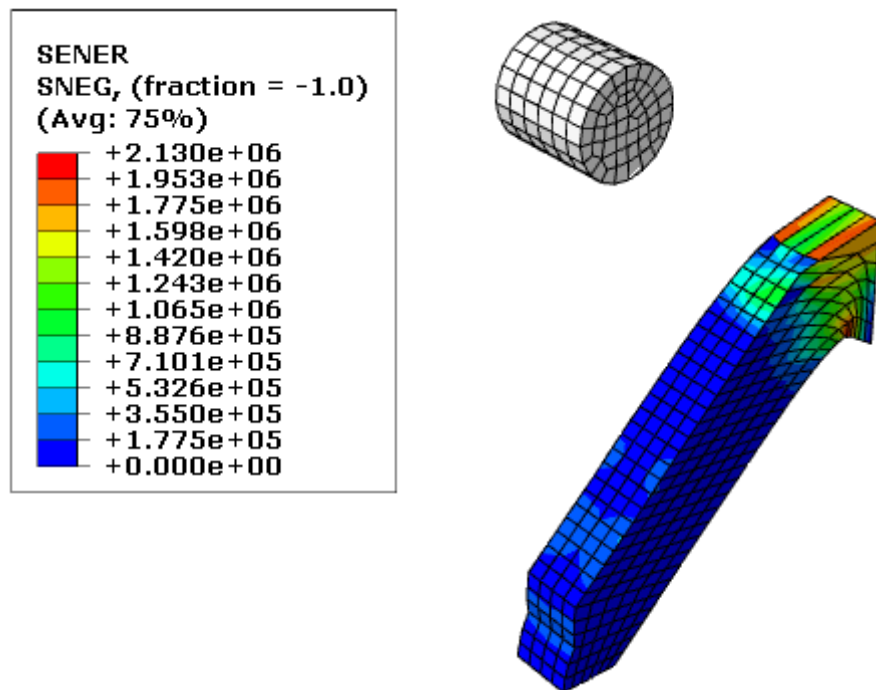


Figura 56 Energía de deformación para la viga inclinada

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 3.4. Etapa 4

En esta última etapa del proceso de diseño se comentarán los datos obtenidos tras la realización del ensayo del modelo final.

#### Esfuerzo

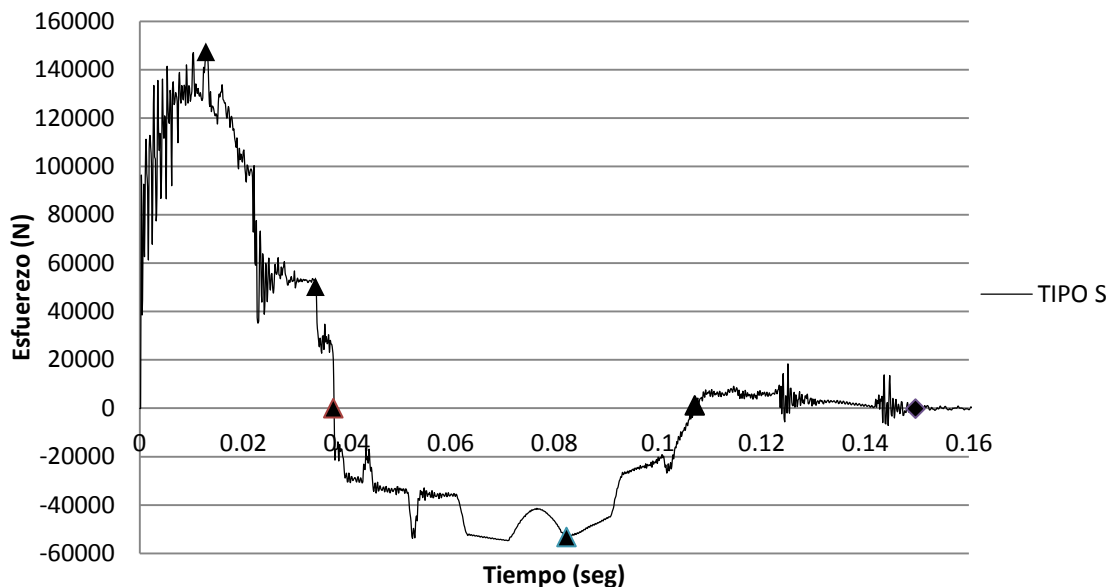


Figura 57 Gráfica de esfuerzos. Etapa 4

- $0-t_1$ , el esfuerzo aumenta hasta llegar a un máximo de 147.333 KN en un instante de 0.013 segundos. Quedando la viga totalmente paralela al eje z.
- $t_1-t_2$ , se produce un descenso de los esfuerzos hasta los 0.02 segundos, instante en que el esfuerzo de 50.228 KN se mantiene constante hasta un tiempo  $t_2$  de 0.034 segundos.
- $t_2-t_3$ , los esfuerzos disminuyen radicalmente hasta los 0.037 segundos.
- $t_3-t_4-t_5$ , durante este periodo los esfuerzos son negativos ya que son soportados en su mayoría por la parte inferior de la sección del empotramiento, caso contrario a lo que ocurría en los anteriores tramos, pues el esfuerzo era mayor en la parte superior del empotramiento.

Llegado a un esfuerzo de -53.231 KN para un momento de 0.053 segundos, la viga empieza a recuperar su forma, de modo que los esfuerzos cada vez son mayores en la parte superior. Lo que provoca un equilibrio momentáneo llegado a un instante de 0.107 segundos.

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

- $t_5$ - $t_6$ , se producen pequeños esfuerzos en la parte superior del empotramiento hasta que el sólido acaba siendo despedido en un tiempo final de 0.147 segundos.

	Fuerza Max (KN)	$t_1$ (seg)	Fuerza 2 (KN)	$t_2$ (seg)	Fuerza defor. (KN)	$t_4$ (seg)	$t_5$ (seg)	$t_6$ (seg)	Fuerza Media (KN)
TIPO S	147.333	0.013	50.228	0.034	-53.231	0.082	0.107	0.147	119.138

Tabla 25 Resultado del esfuerzo para la viga de tipo S. Etapa 4

### Energía absorbida

A continuación, se abordará el estudio de la energía absorbida por la viga.

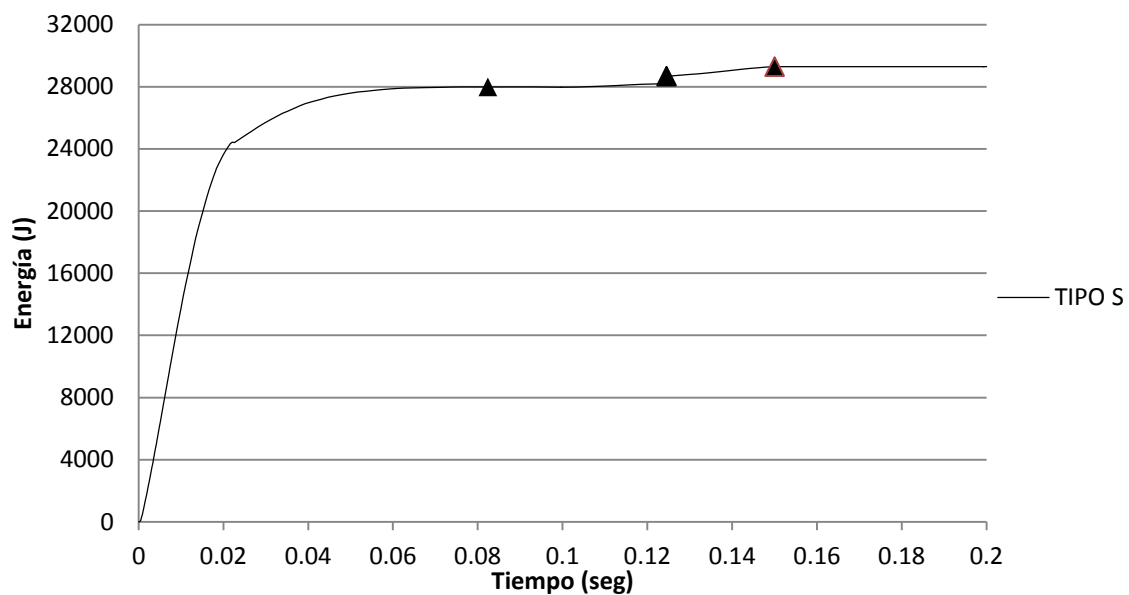


Figura 58 Gráfica de energía absorbida. Etapa 4

- 0- $t_1$ , la pendiente de la gráfica es muy pronunciada lo que implica una gran absorción de energía en poco tiempo. Llegado a un momento esta absorción crece con menor velocidad hasta llegar una energía máxima de 27.986 KJ para un instante de 0.082 segundos.
- $t_1$ - $t_2$ , la viga empieza a recuperar parte de la forma perdida, en la que se sigue absorbiendo energía. A pesar de que en el gráfico no sea visible se produce una repentina absorción de energía en un instante de 0.125 segundos. Pasando de 28.190 KJ a 28.761 KJ.
- $t_2$ - $t_3$ , continúa la recuperación de forma, llegando a un valor máximo de esta de 29.92KJ en un instante de 0.15 segundos.

Comparando este modelo con el de la etapa 3, vemos que además de que sea capaz de frenar una masa mayor, también tiene un ratio mayor de energía absorbida por masa de un 35.05%.

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

	Energía Max <sub>1</sub> (KJ)	t <sub>1</sub> (seg)	t <sub>2</sub> (seg)	Energía Max <sub>3</sub> (KJ)	t <sub>2</sub> (seg)	Velocidad (KJ/seg)	Eficiencia (KJ/kg)
<b>TIPO S</b>	27.986	0.082	0.102	29.92	0.15	186.57	26.676

Tabla 26 Resultados de la energía absorbida para la viga de tipo S. Etapa 4

## Deformación

A través de las gráficas para las deformaciones longitudinales y angulares se podrá observar la evolución de la forma de la viga durante el tiempo en el que esté en contacto con el sólido,

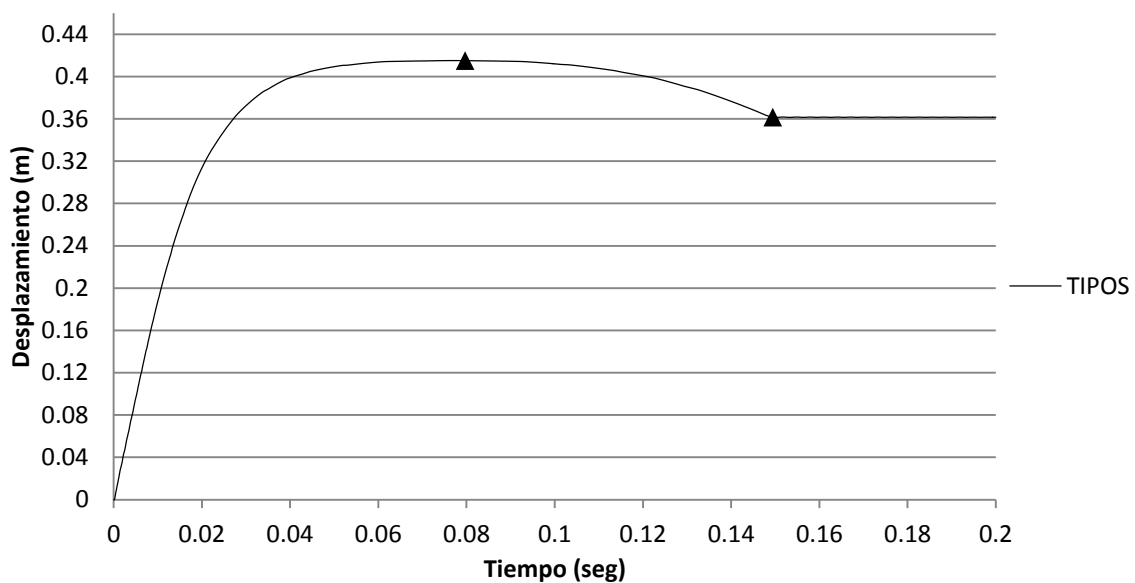


Figura 59 Gráfica de desplazamiento. Etapa 4

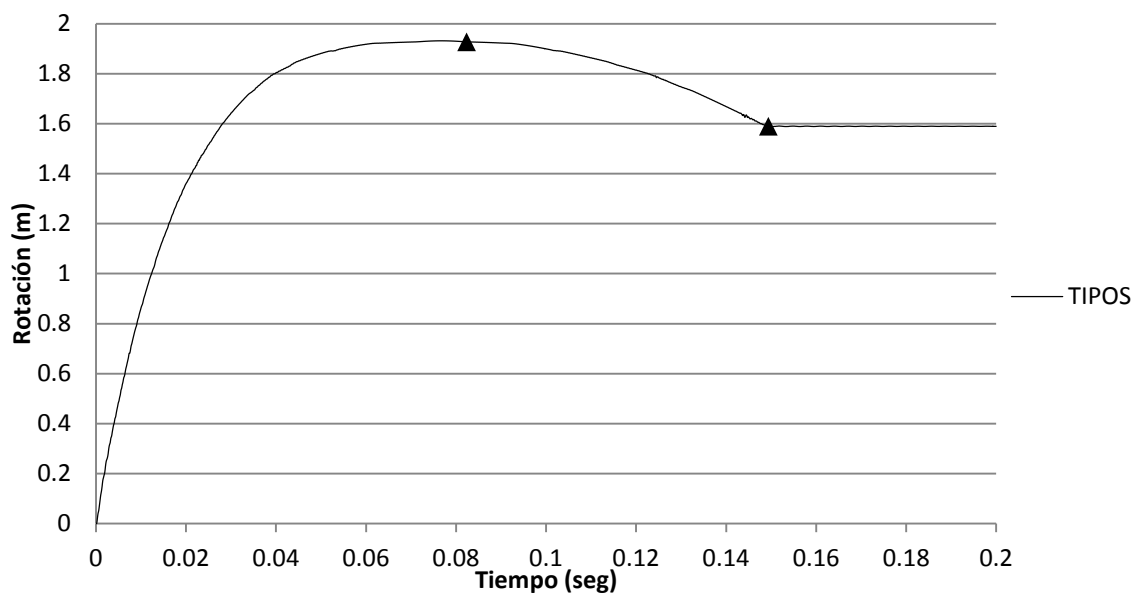


Figura 60 Gráfica de rotación. Etapa 4



### “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

- 0- $t_1$ , la viga se deforma llegando a un máximo de 0.415 m y 1.93 rad para un momento de 0.0796 segundos.
- $t_1$ - $t_2$ , a partir de este momento hasta los 0.15 segundos la viga recupera parte de su deformación, siendo esta finalmente de 0.362 m y 1.59 rad.

	Deformación max (m)	$t_1$ (seg)	Deformación final (m)	$t_2$ (seg)	Velocidad (m/seg)	Ratio (m/kg)
TIPO S	0.415	0.0796	0.362	0.15	5.21	0.415

	Deformación angular (rad)	$t_1$ (seg)	Deformación final (rad)	$t_2$ (seg)	Velocidad (rad/seg)	Ratio (rad/kg)
TIPO S	1.93	0.0796	1.59	0.15	24.25	1.93

Tabla 27 Resultados de deformación para la viga de tipo S. Etapa 4

Partiendo de la hipótesis planteada en la **Etapa 3**, se hablaría de una deformación, eficaz de 0.179 m y 0.89.

Para el caso del sólido, este penetraría 0.132m, lo cual sería muy favorable para este nuevo modelo pues solo penetraría 0.017m más que el anterior a pesar de tener una masa de un 25% mayor.

### Desaceleración

Para concluir con el análisis para este modelo final, se estudiará la pérdida de velocidad a lo largo del proceso,

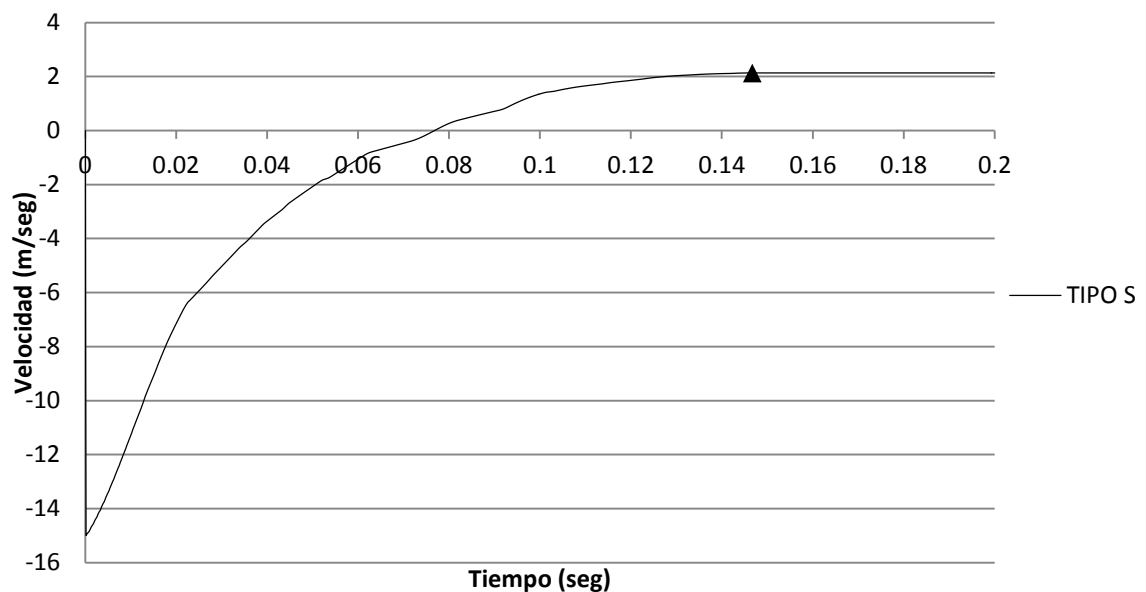


Figura 61 Gráfica de desaceleración. Etapa 4

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

- 0- $t_1$ , como se puede observar, la pendiente tiene un tramo más pronunciado, muy similar al que se produce para el caso de la **Etapla 3**, pero decelerando hasta los 6 m/seg en un tiempo inferior de 0.02 segundos.

A partir de este último momento hasta llegados los 0.077 segundos,  $t_1$ , la masa es frenada de una forma más suave y progresiva pues es menor la velocidad que esta lleva y la viga mantiene mucho de su rigidez.

- A pesar de la fuerza a tracción de la parte superior cercana al empotramiento, la deformación plástica es ya muy notable, por lo que la velocidad con la que será impulsado el sólido será menor que en la **Etapla 3**. Llegando a alcanzar una velocidad máxima de 2.13 m/seg, en un instante  $t_2$  de 0.147 segundos.

	$t_1$ (seg)	$t_2$ (seg)	Velocidad final de impulso (m/seg)
TIPO S	0.077	0.1467	2.13

Tabla 28 Resultado de la velocidad para la viga de tipo S. Etapa 4

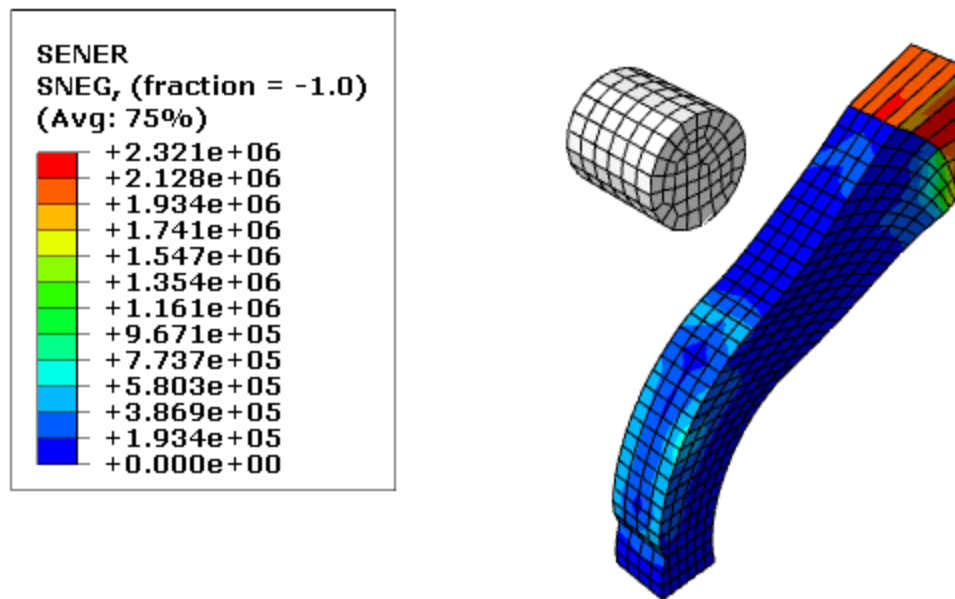


Figura 62 Energía de deformación para la viga TIPO S

## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 3.5. Gráficas de la evolución de las vigas

Por medio de las siguientes gráficas se podrá ver la evolución de los diseños realizados desde el primer modelo hasta el modelo final. De esta forma se tendrá un buen resumen con el que comparar los resultados obtenidos y comprobar así la mejoría según se ha avanzado en el diseño de cada modelo.

#### Evolución del ratio de energía

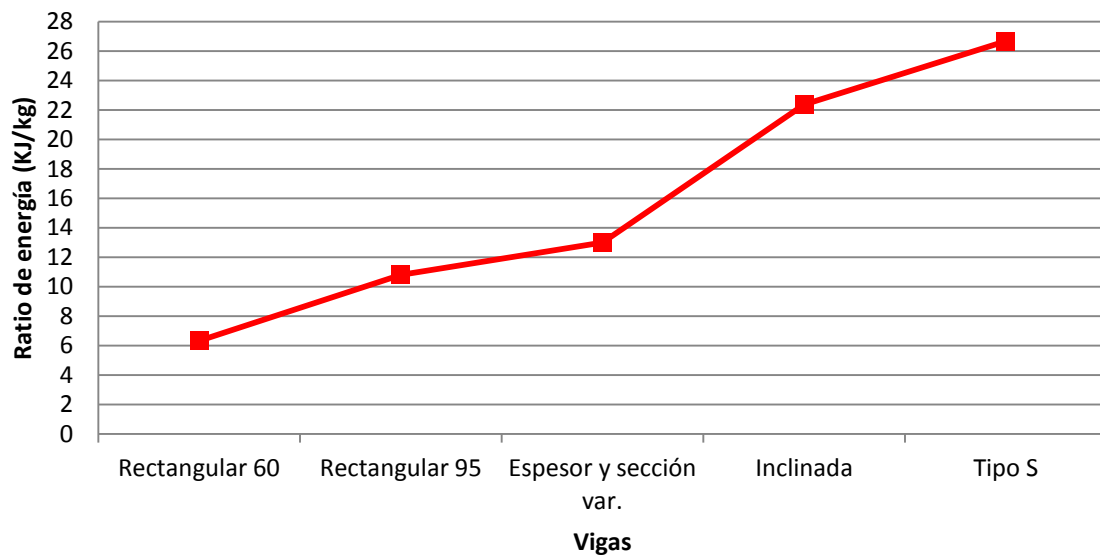


Figura 63 Gráfica de evolución de la energía por cada kg de viga

#### Evolución de la deformación eficaz

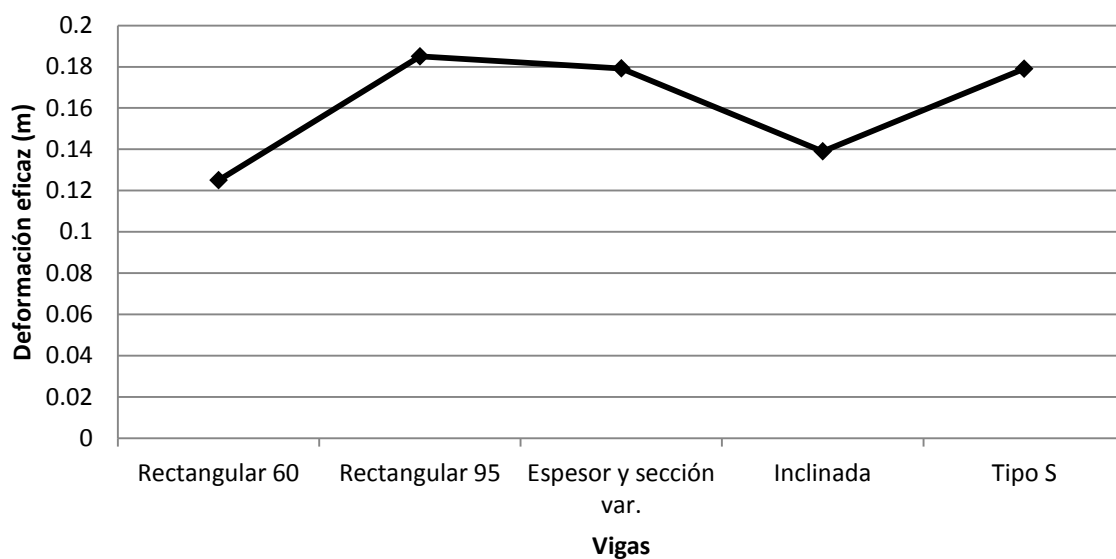
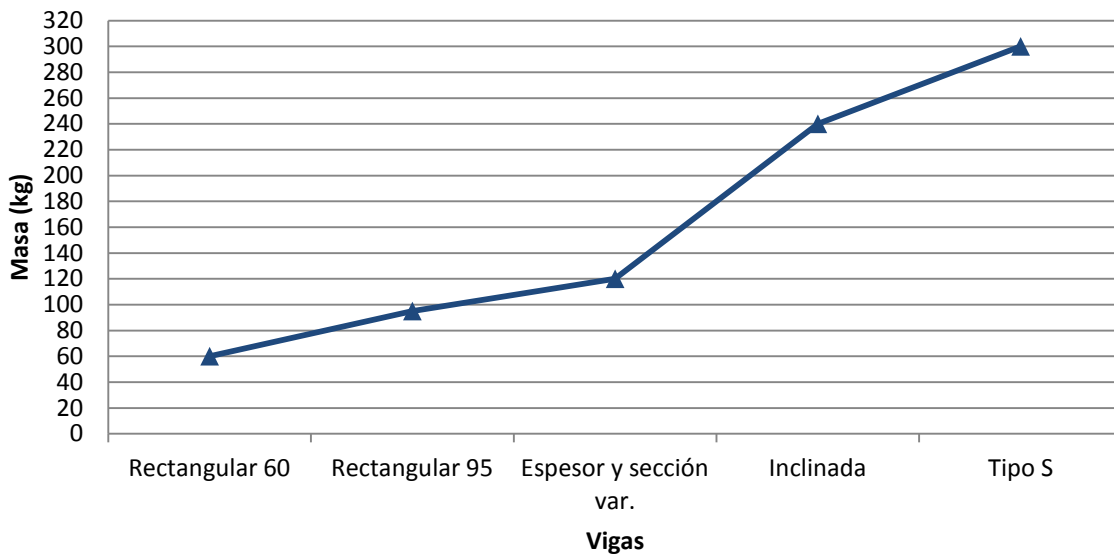


Figura 64 Gráfica de evolución de la deformación de cada viga

**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

## **Evolución de la masa soportada**



**Figura 65** Gráfica de evolución de la masa soportada por cada viga

Observando las gráficas anteriores, se puede afirmar que ha habido una más que notable mejora desde el primer modelo. Pues a pesar de haber tenido la misma limitación con respecto a la masa a utilizar en la viga, 1 kg, los resultados han ido mejorando según se han diseñado nuevos modelos:

1. La energía absorbida máxima llega a un valor de 29.92 KJ, implicando un 177% de mejoría sobre los 10.80 KJ soportados por la viga de la primera etapa.
2. La deformación eficaz es de 0.179 m, lo que conlleva a una reducción del 5%, respecto de los 0.188 m que se daban para la viga de la primera etapa.
3. La masa soportada llega a ser de 300 kg, lo que significa un 215% superior a los 95 kg soportados en la primera etapa.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 4. Conclusiones

Gracias a los resultados obtenidos en los análisis de las cuatro etapas de las que está constituido el trabajo, se pueden obtener diferentes conclusiones. Las cuales se van a comentar a continuación:

1. Las vigas con empotramientos de sección rectangular son las que mayor rigidez tienen, lo que implica que son capaces de soportar mayores esfuerzos con desaceleraciones más rápidas y severas. En contraposición tienen bajo rango de deformación y una alta capacidad de absorción de energía.
2. A la hora de comparar las vigas de sección variable frente a las de espesor variable, se puede apreciar que cada una tiene mejores características que la otra. Pues la transmisión de los esfuerzos es menor y progresiva para el caso de sección variable lo que da lugar a una deceleración más prolongada en el tiempo. Con una absorción de energía más rápida para la de espesor variable así como mucha menor deformación.
3. El diseño de una viga con sección y espesor variable permite que a pesar de que la carga sea poco mayor, los esfuerzos transmitidos sean mayores durante tiempo más cortos, con desaceleraciones más rápidas. En contraposición a esto la absorción de energía sería algo mayor y con una deformación del mismo rango.
4. En el caso de diseñar una viga inclinada de sección y espesor variable. El tiempo de contacto del sólido con la viga es considerablemente mayor, lo cual es beneficioso pues permite mayor capacidad de aguante de grandes cargas con esfuerzos más prolongados en el tiempo, provocando desaceleraciones progresivas del percutor durante todo el periodo. Al mismo tiempo la absorción de la energía debida al impacto alcanza valores muy altos y, a pesar de que la deformación de la viga sea muy alta, el desplazamiento del sólido más allá del eje  $z$  del empotramiento, lo que se ha llamado intrusión, es mucho menor que para los casos de pequeñas cargas.

Implicando todo esto una gran eficiencia alcanzada en esta viga.

5. Mejorando una viga inclinada en aquellas zonas donde la deformación y la tensión sufrida sea mayor, caso de la viga TIPO S, se consigue aún mayor capacidad de carga, mayor absorción de energía, una intrusión del sólido menor que para los primeros casos y una mejor desaceleración.

Por último mencionar que en la vida real las condiciones no son ideales, lo que implica que los cuerpos que impactan no son sólidos rígidos, pues estos también absorben parte de la energía en un impacto. Lo que se trata de explicar con esto es que las vigas diseñadas serán más eficientes, ya que podrán absorber por su parte más energía al ser esta compartida con el cuerpo que impacte.



**“DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”**

## **5. Trabajos futuros**

Con los datos y conclusiones obtenidas, se pueden plantear diferentes aplicaciones futuras que permitan obtener un buen resultado en diferentes ámbitos en los que el crashworthiness esté presente.

- 1. Aeronáutica.** Tanto en patines de aterrizaje como en las columnas delantera y lateral del fuselaje de un helicóptero. Largeros de las alas y vigas interiores del *belly fairing* de un avión.
- 2. Automoción.** Molduras para impacto en vuelco, así como en choque laterales frontales y traseros en coches. Vigas antiempotramiento traseras en camiones, siendo esta la mejor situación donde hacer uso de la viga diseñada.
- 3. Elemento de seguridad en la carretera.** Vigas en las que se sustenta el sistema de guardarraíles.



## “DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN CHOQUES. VIGA EN MÉNSULA SOMETIDA A FLEXIÓN”

### 6. Bibliografía

1. Stuart Newstead, Linda Watson & Max Cameron, *Trends in crashworthiness of the New Zealand vehicle fleet by year of manufacture: 1964 to 2011*, Report. No 318. Australia: Monash University, 2013.
2. Helai Huang, Shuiyan Hu, Mohamed Abdel-Aty, *Indexing crash worthiness and crash aggressivity by major car brands*, *Safety Science*, Volumen 62, Páginas 339-347, Febrero 2014 ISSN 0925-7535,
3. Desjardins Stan, *The Evolution of Energy Absorption Systems for Crashworthy Helicopter Seats*, by Stan Desjardins, Arizona, Estados Unidos: paper at 59th AHS Forum, 2004.
4. Jones N., Wierzbicki T., *Structural crashworthiness and failure*. Editorial Elsevier science publishers. 1993.
5. Mamalis A.G., Manolakos D.E., Demosthenous G.A., Ioannidis M.B., *Crashworthiness of Composite Thin-Walled Structural Component*. Estados Unidos. Editorial Technomic. 1998.
6. O.C. Zienkiewicz & R.L. Taylor, *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*, Editorial BH, 6ª edición, 2006.
7. G.R. Liu, S.S. Quek, *The Finite Element Method: a practical course*, Editorial BH, 2ª edición, 2014.
8. Introducción al método de los elementos finitos, Open Course Ware , Uc3m, 2014.
9. G. Tiwari, M.A. Iqbal, P.K. Gupta, N.k. Gupta, *The ballistic resistance of thin aluminium plates with varying degrees of fixity along the circumference*, *International Journal Of Impact Engineering*, 2014, 74, 45-56.
10. Xuemei Wang, Jun Shi, *Validation of Johnson-Cook plasticity and damage model using impact experiment*, *International Journal Of Impact Engineering*, 2013, 60, 67-75.
11. HKS. (2013). *Abaqus Explicit v13.4 User's Manual*, ABAQUS Inc. Richmond.
12. Sierakowski R.L., *Strain rate behavior of metals and composites*. Civil and Environmental Engineering and Geodetic Science. The Ohio State University, Ohio USA. TESIS
13. Panov Vili., *Modelling of Behaviour of Metals at High Strain Rates*. Cranfield University, 2005. TESIS
14. Langeveld, P.M.M. & Schoon, C.C. (2004) Cost-benefit analysis of measures for trucks. SWOV-report, R-2004-11 [only in Dutch]
15. Normativa Europea de protecciones de automóviles de gran peso.  
[http://ec.europa.eu/transport/road\\_safety/index\\_en.htm](http://ec.europa.eu/transport/road_safety/index_en.htm)
16. Apuntes de mecánica de sólidos, Open Course Ware , Uc3m, 2014.